

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平11-166620

(43) 公開日 平成11年(1999) 6月22日

(51) Int.Cl.<sup>6</sup>

識別記号

F I

F 1 6 H 61/40

F 1 6 H 61/40

L

審査請求 未請求 請求項の数 2 O L (全 31 頁)

(21) 出願番号 特願平9-331422  
 (22) 出願日 平成9年(1997)12月2日

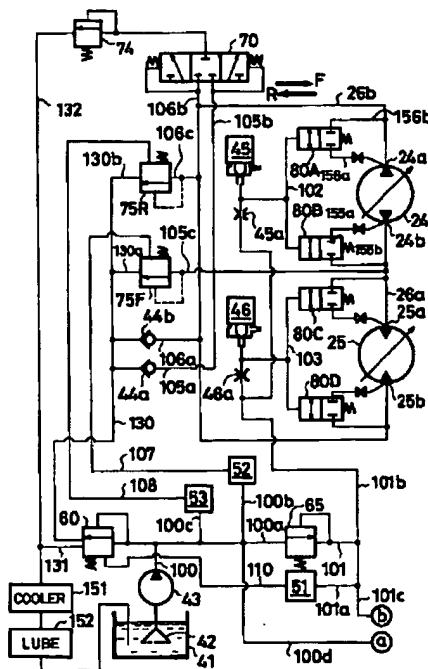
(71) 出願人 000005326  
 本田技研工業株式会社  
 東京都港区南青山二丁目1番1号  
 (72) 発明者 奥田 昭仁  
 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会  
 社本田技術研究所内  
 (72) 発明者 森本 茂  
 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会  
 社本田技術研究所内  
 (72) 発明者 寺山 公司  
 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会  
 社本田技術研究所内  
 (74) 代理人 弁理士 大西 正悟

(54) 【発明の名称】 車両用油圧式無段変速機

(57) 【要約】

【課題】 クリープ状態でブレーキが作動されたときに、ポンプ斜板角を所定斜板角に設定するとともに、燃費低下、アイドル回転の上昇、油圧騒音の増加等の問題の発生を抑える。

【解決手段】 可変容量型油圧ポンプ24と油圧モータ25とが油圧閉回路26a、26bを介して繋がり、油圧閉回路内の油圧を調圧するリリーフバルブ75F、75Rと、シフトポジションセンサと、車速センサと、ブレーキセンサとを備えて車両用油圧式無段変速機が構成される。そして、シフト位置が走行位置（前進もしくは後進位置）であることが検出され、車両の停止状態が検出され、ブレーキ作動状態であることが検出されたときに、リリーフバルブ75F、75Rは、油圧閉回路25a、25b内の油圧を、油圧モータ25により駆動輪を駆動するトルクがほぼ零となるような所定低油圧に調圧する。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 原動機により駆動される可変容量型の油圧ポンプと、

この油圧ポンプと油圧閉回路を介して繋がり、駆動輪を駆動する固定容量もしくは可変容量型の油圧モータと、前記油圧閉回路内の油圧を調圧するリリーフバルブ手段と、

運転者によるシフトレバー操作により設定されるシフト位置を検出するシフト位置検出手段と、

車速を検出する車速検出手段と、

ブレーキの作動状態を検出するブレーキ作動検出手段とを備え、

前記シフト位置検出手段によりシフト位置が走行位置であることが検出され、前記車速検出手段により所定低車速以下の状態が検出され、前記ブレーキ作動検出手段によりブレーキ作動状態であることが検出されたときに、前記リリーフバルブ手段は、前記油圧閉回路において、前記油圧ポンプの吐出側の油路内の油圧を前記所定低油圧に調圧し、前記油圧ポンプの吸入側の油路内の油圧は前記所定低油圧より高い油圧となるように調圧することを特徴とする車両用油圧式無段変速機。

【請求項2】 前記シフト位置検出手段によりシフト位置が走行位置であることが検出され、前記車速検出手段により所定低車速以下の状態が検出され、前記ブレーキ作動検出手段によりブレーキが解放された状態であることが検出されたときに、

前記リリーフバルブ手段は、前記油圧閉回路における前記油圧ポンプの吐出側の油路の油圧を、前記所定低油圧より高い油圧となるように調圧することを特徴とする請求項1記載の車両用油圧式無段変速機。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、原動機により駆動される可変容量型の油圧ポンプと、この油圧ポンプと油圧閉回路を介して繋がり、駆動輪を駆動する固定容量もしくは可変容量型の油圧モータとからなる車両用油圧式無段変速機に関する。

## 【0002】

【従来の技術】このような油圧式無段変速機は従来から種々用いられており、例えば、特開平6-42635号公報には、エンジンにより駆動される可変斜板式油圧ポンプと、油圧ポンプからの油圧供給を受けて駆動される固定容量型油圧モータとを有して構成され、油圧モータにより車輪を駆動して走行するようになった自走型芝刈りトラクタが開示されている。このトラクタには運転者が足踏み操作するシーソー型ペダルが設けられ、このシーソー型ペダルが前に踏み込まれると、前進側にポンプ斜板が傾動されて車両が前進方向に駆動され、後に踏み込まれると後進側にポンプ斜板が傾動されて車両が後進方向に駆動されるように構成されている。

【0003】このシーソー型ペダルは自動中立復帰型のペダルであり、ペダルが踏まれていないときには自動的に中立位置に復帰し、ポンプ斜板角は0度となり、ポンプ吐出容量は0となるようになっている。このようにポンプ斜板角が0度となると、たとえモータを回転させてモータから作動油をポンプに送り込もうとしてもポンプ側で受け入れないため、モータの回転がロック保持されることになる。すなわち、ポンプ斜板角を0度にすれば、モータ回転をロック保持することができ、ブレーキを作動させなくても車輪の回転を阻止することができる。

【0004】しかしながら、このような油圧式無段変速機を、例えば、自動車用等に用いる場合には、従来から知られている自動変速機（トルクコンバータとギヤ式変速機を組み合わせた自動変速機）を用いた自動車の場合と同様に、クリープ走行ができるような構成が求められることが多い。このようなことから、シフト位置が走行位置（すなわち、前進もしくは後進位置）で、車速がほぼ零のときに、油圧ポンプの斜板角を所定小角度に設定し、油圧ポンプからの吐出油により油圧モータを緩やかに回転駆動させてクリープ走行を可能にすることが考えられている。

## 【0005】

【発明が解決しようとする課題】ところで、シフト位置が走行位置で、車速がほぼ零であっても、ブレーキペダルが踏まれてブレーキが作動されているときにはクリープ走行は不要であり、このときにまでクリープ走行状態を設定するのは、エンジンの燃費が低下する、エンジンのアイドル回転振動が高くなる、油圧閉回路内に発生する油圧により生じる騒音が高くなると言った問題が生じるおそれがある。このためには、ブレーキ作動時にはポンプ斜板角を零にしてクリープ力を発生させないようにすれば良いと考えられるが、ポンプ斜板角を零にした場合、ブレーキが解除されて車両を発進させるときにポンプ斜板角制御の追従遅れが発生し、発進制御遅れが生じやすいという問題がある。このため、従来では、ブレーキ作動時にはポンプ斜板角制御の追従遅れが生じない範囲でできるかぎり小さな斜板角を設定するようになっていた。しかしながら、この場合にも、エンジン燃費低下、アイドル回転による振動の上昇、油圧騒音の増加という問題は避けられない。

【0006】本発明はこのような問題に鑑みたもので、シフト位置が走行位置で、車速がほぼ零で、ブレーキが作動されているときに、ポンプ斜板角を追従遅れが発生しないような斜板角に設定することができ、且つ燃費低下、アイドル回転による振動の上昇、油圧騒音の増加等の問題が生じないようにすることができる構成の車両用油圧式無段変速機を提供することを目的とする。

## 【0007】

【課題を解決するための手段】このような目的達成のため

め、本発明においては、可変容量型の油圧ポンプと、これと油圧閉回路を介して繋がり駆動輪を駆動する油圧モータと、油圧閉回路内の油圧を調圧するリリーフバルブ手段と、シフト位置検出手段と、車速検出手段と、ブレーキ作動検出手段とを備えて車両用油圧式無段変速機が構成され、シフト位置が走行位置（前進もしくは後進位置）であることが検出され、車速が所定低車速以下の状態であることが検出され、ブレーキ作動状態であることが検出されたときに、リリーフバルブ手段は、油圧閉回路において、油圧ポンプの吐出側の油路内の油圧を所定低油圧に調圧し、油圧ポンプの吸入側の油路内の油圧は所定低油圧より高い油圧となるように調圧する。

【0008】このような構成の場合には、シフト位置が走行位置で車両がほぼ停止状態にあるとき、すなわち、クリープ走行状態であるときに、ブレーキが作動されるとリリーフバルブ手段により油圧閉回路内の油圧が低圧にされ、車輪側への伝達トルクが小さくなる。このため、ポンプ斜板角を零にしなくても、クリープトルクを低下させることができ、且つ、エンジン燃費が向上し、アイドル回転による振動の昇が抑えられ、油圧騒音が低下する。ここで、ポンプ斜板角の制御応答性は比較的遅いが、リリーフバルブの設定リリーフ圧の変更の応答性は速いため、ブレーキの作動、解除とほぼ同時にリリーフ圧設定を変更することができるため、上記のような制御を違和感なく、且つ遅れなく行うことができる。

【0009】なお、クリープ走行状態でブレーキが作動されたときには、車輪は静止保持状態にあるので、エンジン回転（通常は、アイドル回転）を受けて油圧ポンプが駆動され、油圧ポンプの吐出油を受けて油圧モータが回転駆動される状態となるため、油圧ポンプからの吐出側の油路内の油圧を低下させるだけで十分である。また、例えば、前進レンジで急な下り坂をブレーキを作動させながら走行するような場合に、減速側の油路のリリーフ油圧は高いため十分なエンジンブレーキ力を得ることができるという利点がある。

【0010】なお、クリープ走行状態でブレーキが解放された状態であるときには、リリーフバルブ手段は、油圧閉回路における油圧ポンプの吐出側の油路の油圧を、所定低油圧より高い油圧として、所定のクリープトルクが得られるように構成するのが好ましい。

【0011】

【発明の実施の形態】以下、本発明に係る車両用油圧式無段変速機の好ましい実施形態について説明する。

【0012】

【変速機の構成】図1に無段変速機Tの構成を示すが、この図から分かるように、本例では変速機TはFF駆動方式もしくはRR駆動方式として用いられる。無段変速機Tは、いわゆるハイドロメカニカル式無段変速機であり、機械伝動ユニット1とハイドロスタティック式無段変速ユニット2とを組み合わせて構成される。この無段

変速機Tを駆動するエンジンEは、機械伝動ユニット1を挟むようにして無段変速ユニット2と反対側に配設されている。

【0013】機械伝動ユニット1は、動力分割装置3、動力伝達装置4、終減速装置5を第1ケーシング1c内に配設して構成される。動力分割装置3は、エンジンEの出力軸7とトルクダンパ8を介して接続された変速機入力軸9と、この入力軸9に直結されたキャリア11と、このキャリア11に対向するとともに入力軸9と同軸に延びたポンプ入力軸10とを有する。さらに、キャリア11には入力軸9の周りを公転する位置に複数のビニオン軸12が一体に設けられ、これら各ビニオン軸12の上には、一体結合された大小一對のビニオンギヤ13、14が回転自在に配設されている。ポンプ入力軸10には大径ビニオン13と噛合する小径サンギヤ15が結合配設されており、さらに、小径ビニオン14と噛合する大径サンギヤ16がポンプ入力軸10の上に回転自在に配設されている。

【0014】大径サンギヤ16と一体結合した中間ドライブギヤ18がポンプ入力軸10の上に回転自在に配設され、この中間ドライブギヤ18と噛合する中間ドリブンギヤ19がモータ出力軸17に結合して配設されている。なお、これらドライブおよびドリブンギヤ18、19により動力伝達装置4が構成されている。モータ出力軸17にはファイナルドライブギヤ20も結合されており、ディファレンシャル機構22を内蔵するファイナルドリブンギヤ21がこのファイナルドライブギヤ20と噛合し、これにより終減速装置5が構成されている。ディファレンシャル機構22からは左右の車輪駆動軸23L、23Rが延びており、これら駆動軸23L、23Rを介して左右の車輪（図示せず）に駆動力が伝達され、車両が駆動される。

【0015】無段変速ユニット2は、可変斜板プランジャタイプの油圧ポンプ24、可変斜板プランジャタイプの油圧モータ25およびこれらを相互に連通する油圧閉回路26を形成した制御盤27から構成される。制御盤27は機械伝動ユニット1の側部に接合配設されており、ポンプ入力軸10およびモータ出力軸17を回転自在に支持する。このため、制御盤27は、機械伝動ユニット1と油圧ポンプ24および油圧モータ25との間に配置される。

【0016】油圧ポンプ24は、ポンプ入力軸10と同軸に連結されるとともに制御盤27のバルブプレート面27aに回転摺接自在に配設されたポンプシリンダ28と、このポンプシリンダ28の回転軸を囲む環状配列で形成された複数のシリンダ孔29に摺動自在に嵌合挿入された複数のポンププランジャ30と、各ポンププランジャ30の先端に首振り自在に取り付けられたシュー31が摺動可能に当接する可変揺動可能なポンプ斜板32とを備えて構成されている。すなわち、この油圧ポンプ

24は、可変容量タイプの斜板プランジャポンプである。

【0017】ポンプ斜板32はポンプ入力軸10に直交する(図1における紙面に直交する)トラニオン軸33を中心として揺動可能であり、図において実線で示すようにポンプ入力軸10と直交する直立位置(このときポンプ斜板角 $\alpha=0$ )と、二点鎖線で示すように左右に揺動傾斜した所定の左右各最大傾斜位置( $\alpha=\alpha R(\text{MAX})$ ,  $\alpha F(\text{MAX})$ )との間で揺動し得るようになっており、これによりポンプシリンダ28が回転されたときにおけるポンププランジャ30の往復ストロークが変化する。直立位置でポンプ入力軸10がエンジンEにより回転駆動されても、往復ストロークは零でポンプ吐出量は零であり、最大傾斜位置に向かって揺動角を増加させるに応じて往復ストロークが増加してポンプ吐出量が増加する。なお、左右いずれに傾斜するかによって吐出方向が逆転し、後述するように、この傾斜方向により車両の前後進方向が決まる。

【0018】油圧モータ25は、モータ出力軸17と同軸に連結されるとともに制御盤27のバルブプレート面27aに回転摺接自在に配設されたモータシリンダ34と、このモータシリンダ34の回転軸を囲む環状配列で形成された複数のシリンダ孔35に摺動自在に嵌合挿入された複数のモータプランジャ36と、各モータプランジャ36の先端に首振り自在に取り付けられたシュー37が摺動可能に当接する可変揺動可能なモータ斜板38とを備えて構成されている。すなわち、この油圧モータ25は、可変容量タイプの斜板プランジャモータである。

【0019】モータ斜板38はモータ出力軸17に直交する(図1における紙面に直交する)トラニオン軸39を中心として揺動可能であり、図において二点鎖線で示すようにモータ出力軸17と直交する直立位置(モータ斜板角 $\beta=0$ )と、実線で示すように右方に揺動傾斜した所定の最大傾斜位置( $\beta=\beta(\text{MAX})$ )との間で揺動し得るようになっており、

【0020】上記油圧ポンプ24および油圧モータ25を収容する第2ケーシング2cは制御盤27及び機械伝動ユニット1が収容される第1ケーシングに結合される。

【0021】

【変速機の作動】以上の構成の無段変速機の作動を説明する。エンジンEが駆動されると、その出力軸7からトルクダンパ8を介して変速機にエンジン出力が伝達され、変速機入力軸9およびキャリア11がエンジン出力軸7と同一の速度で回転駆動される。キャリア11が回転駆動されると、エンジン動力は小径および大径サンギヤ15、16に分割して伝達される。

【0022】このような動力の分割は、油圧ポンプ24

および油圧モータ25の斜板角に応じて異なるので、両斜板角 $\alpha, \beta$ と変速機の総合速度比 $e$ との関係を図2に示し、この図を参照して説明する。なお、総合速度比 $e$ は変速機Tの入出力回転数の比であり、式(1)により求められる。また、図2における縦軸がポンプおよびモータ斜板角度を表し、プラス側が右方向揺動、マイナス側が左方向揺動を意味する。横軸は総合速度比 $e$ を表し、プラス側が前進方向の速度比、マイナス側が後進方向の速度比を意味する。図において実線がポンプ斜板角を示し、破線がモータ斜板角を示す。

【0023】

【数1】

総合速度比 $e = (N_o) / (N_i) \dots (1)$

但し、 $N_i$  : 変速機入力軸9の回転速度

$N_o$  : ファイナルドリブンギヤ21の回転速度

【0024】ここでポンプ斜板32が直立位置( $\alpha=0$ )にあり、モータ斜板38が最大揺動位置( $\beta=\beta(\text{MAX})$ )にあるときには、ポンプシリンダ28はフリー回転可能で吐出が零となり、モータシリンダ34は油圧ポンプ24からの供給油がないため油圧的にロックした状態となり固定保持される。このため、大径サンギヤ16および中間ドライブギヤ18が静止した状態で、キャリア11の回転に応じて小径サンギヤ15(およびこれに繋がるポンプ入力軸10とポンプシリンダ28)が自由に回転し、エンジン出力は空転消費され、左右車輪駆動軸23L、23Rには伝えられない。この状態は図2における縦線aで示す状態であり、総合速度比 $e=0$ であり、変速機Tは理論上無限大の変速比の状態となる。

【0025】但し、この中立状態はシフトレバー(運転席において運転者が操作するシフトレバー)ポジションがD、Rレンジのように走行レンジにあるときに設定される状態である。シフトレバーがPもしくはNレンジ位置にあるときには、モータ斜板角 $\beta=0$ として、モータシリンダ34もフリー回転可能な状態を作り出す制御が行われる。

【0026】この状態からポンプ斜板32を右方向に揺動させると、この揺動に応じて油圧ポンプ24から作動油の吐出が開始され、この吐出作動油が油圧モータ25に供給されて油圧モータ25のモータ出力軸17(およびモータシリンダ34)が駆動される。なお、このときの回転駆動力がモータ出力軸17から左右の車輪駆動軸23L、23Rを介して車輪に伝達されると車輪は前進方向に駆動されるようになっている。モータ出力軸17の回転速度はポンプ斜板角 $\alpha$ が大きくなるのに応じて増加し、これが最大斜板角 $\alpha F(\text{MAX})$ となると図2の縦線bで示す状態となる。このため、総合速度比 $e$ は、零(縦線a)から、 $e1$ (縦線b)まで増加する。但し、このようにモータ出力軸17の回転が増加するとき、小径ピニオン14、大径サンギヤ16、中間ドライブギヤ18および中間ドリブンギヤ19を介して(動力伝達装置を介

して) 機械的な動力伝達が同時に行われ、それに対応してポンプ入力軸10の回転は減少する。

【0027】ポンプ斜板角が最大斜板角 $\alpha F(\text{MAX})$ となると(縦線bの状態に達すると)、次に、モータ斜板角 $\beta$ が最大角から徐々に小さくなるように揺動される。これによりモータ出力軸17の回転速度が縦線bの状態からさらに増加し、モータ斜板角 $\beta$ が零(直立位置)となった時点で最大となる(縦線cの状態であり、このとき総合速度比 $e$ 2となる)。

【0028】但し、上述のように、このようにモータ出力軸17の回転速度が増加するのに応じて動力伝達装置4を介して行われる機械的な動力伝達も増加し、ポンプ入力軸10の回転は減少し、モータ斜板角 $\beta$ が零(直立位置)となった時点でポンプ入力軸10(およびポンプシリンダ28)の回転が零となるように、動力分割装置3および動力伝達装置4のギヤ比が設定されている。なお、モータ斜板角 $\beta$ が零(直立位置)となった時にはモータシリンダ34はフリー回転可能な状態となり、且つポンプシリンダ28は油圧ロック状態となり静止保持される。このため、この状態(縦線cの状態)では動力伝達装置4により機械的な動力伝達のみが行われる。

【0029】一方、縦線aの状態からポンプ斜板32を左方向に揺動させると、油圧ポンプ24から作動油が油圧閉回路26において上記と逆方向に吐出される。このため、この作動油の供給により油圧モータ25のモータ出力軸17(およびモータシリンダ34)が上記と逆方向(後進方向)に駆動される。モータ出力軸17の回転速度はポンプ斜板角 $\alpha$ が大きくなるのに応じて増加し、これが最大斜板角 $\alpha R(\text{MAX})$ となると図2の縦線dで示す状態となる。このため、総合速度比 $e$ は、零(縦線a)から、 $e$ 3(負の値)まで変化する。

【0030】

【動力伝達用油圧閉回路】上記油圧式無段変速ユニット2における油圧閉回路26およびその制御油圧回路系について図3を参照して説明する。この図においては油圧ポンプ24および油圧モータ25を記号化して表しており、油圧ポンプ24の一方のポート24bと油圧モータ25の一方のポート25aとを繋ぐ第1油路26aと、油圧ポンプ24の他方のポート24aと油圧モータ25の他方のポート25bとを繋ぐ第2油路26bとから油圧閉回路26が構成される。

【0031】前述のように、油圧ポンプ24のポンプ斜板32は直立位置(中立位置)を中心として左右に揺動可能であり、これを右方向(前進方向)に揺動させるとポート24aから吸入した作動油をポート24bから吐出し、油圧モータ25のポート25aに供給して油圧モータ25を前進方向に回転駆動する。駆動後は作動油はポート25bから排出されてポート24aに供給され、閉回路26内を循環される。このとき、油圧モータ25の回転駆動により車輪を駆動しているのであれば、第1

油路26a内の油圧が駆動力に対応した高圧となり、第2油路26b内の油圧が低圧となる。一方、コースティング走行を行っているときに、車輪の回転をエンジンブレーキ作用により減速する状態の場合には、第2油路26b内の油圧がエンジンブレーキ力に対応した高圧となり、第1油路26a内の油圧が低圧となる。

【0032】なお、ポンプ斜板32を左方向(後進方向)に揺動させると、上記と全く逆の作動油の流れが発生して、油圧モータは後進方向に回転駆動される。このときの第1および第2油路26a、26b内の油圧も上記と逆関係となる。

【0033】上記のように油圧ポンプ、モータ間で駆動力伝達が行われるのであるが、油圧閉回路26内を循環される作動油は動力伝達に応じて発熱して油温が上昇し、ゴミなどが溜まり、且つ一部はプランジャの隙間等を通してタンク内に漏れ出すため、油圧閉回路内の作動油の一部を交換して作動油の冷却、補給、および清浄化(フラッシング)を行うようになっている。そのため、オイルタンク41内の作動油をサクションフィルター42を介して第1ライン100に供給するチャージポンプ43が配設されている。なお、チャージポンプ43はエンジンEにより直接駆動されるものであり、エンジン回転数に比例した吐出量となる。

【0034】チャージポンプ43から第1ライン100に吐出された作動油は、レギュレータバルブ60により調圧されて所定のライン圧PLとなる。第1ライン100は図示のように分岐されており、分岐第1ライン100aには減圧バルブからなるモジュレータバルブ65が繋がっており、このモジュレータバルブ65の出力側に繋がる第2ライン101の油圧を所定のモジュレート圧Pmに調圧する。このモジュレータバルブ65の構成を図5に示しており、ハウジング内にスプリング67により左方に付勢された状態でスプール66を配設して構成される。ポート65aに繋がる分岐第1ライン100aの作動油圧が、スプリング67の押力和制御ライン101の油圧力とがバランスする油圧(一定油圧)まで減圧されて制御ライン101内にモジュレート圧Pmが作り出される。なお、図における×印はドレンに繋がることを意味する。

【0035】第2ライン101も複数に分岐しており、分岐第2ライン101aには第1リニアソレノイドバルブ51が繋がる。第1リニアソレノイドバルブ51は制御電流(I)に基づいてモジュレート圧Pmを調圧し、図6に示すように制御電流(I)に比例する制御圧PCLを制御ライン110を介してレギュレータバルブ60に作用させる。

【0036】レギュレータバルブ60の構成を図4に示しており、図において左右に揺動するスプール61と、このスプール61を左方に付勢するスプリング62とを、ハウジング内に配設して構成される。ハウジングに

は図示のように複数のポート60a~60eが設けられており、ポート60a、60bが第1ライン100に繋がり、ポート60cがチャージライン130に繋がり、ポート60dが排出ライン131に繋がり、ポート60eが上記制御ライン110に繋がる。

【0037】このため、スプール61は内部連通孔61aを介して左端部に第1ライン100からのライン圧PLを受け、右端にはスプリング62の付勢力と制御圧PCLを受ける。上述のように制御圧PCLは第1リニアソレノイドバルブ51により調圧可能であるため、第1リニアソレノイドバルブ51に通電される制御電流(I)を制御することによりライン圧PLを図7に示すように制御可能である。レギュレータバルブ60においてはこのようにしてライン圧PLの調圧が行われるが、このとき、余剰油はスプール61が右動してまずポート60c側がポート60a側と連通してチャージライン130に流れ、さらに余剰油があるときにはポート60d側がポート60b側と連通して排出ライン131に排出される。

【0038】チャージライン130は、図3に示すように、第1および第2油路26a、26bに繋がるチャージ供給ライン105a、106aと、チェックバルブ44a、44bを介して繋がっている。このため、チャージライン130に流れる作動油は、チャージライン130からいずれかのチェックバルブ44a、44bを介して第1および第2油路26a、26bのうちの低圧側の油路に供給され、これにより油圧閉回路26内への作動油の補給が行われる。

【0039】また、排出ライン131に排出された作動油は、オイルクーラー151により冷却された後、潤滑部152を通してタンク41に戻される。

【0040】図3に示すように、油圧閉回路26を構成する第1および第2油路26a、26bにはそれぞれチャージ排出ライン105b、106bが繋がっており、これら排出ライン105b、106bにはシャトルバルブ70が接続されている。シャトルバルブ70の構成を図8に示しており、ハウジング内に左右に摺動自在に配設されたスプール71と、このスプール71を左右から付勢する一対のスプリング72、73とから構成される。

【0041】両排出ライン105b、106bの油圧はそれぞれスプール71の右端および左端に作用するようになっており、第1および第2油路26a、26bのいずれか一方が高圧で他方が低圧となると、スプール71は高圧側の押圧力により押されて移動する。これによりポート70a、70bのうちの低圧側の作動油を受ける側がポート70c側と連通し、低圧側の油路の作動油が排出ライン132に排出される。これにより、油圧閉回路26内の作動油の補給分に対応する量の作動油が排出され、作動油の冷却、フラッシング等が行われる。但

し、この排出ライン132には低圧リリーフバルブ74が設けられており、低圧側の油路の油圧はこのリリーフバルブ74により設定される。なお、排出ライン132に排出された作動油もオイルクーラー151で冷却された後、潤滑部152を通してタンク41に戻される。

【0042】この油圧閉回路26には、さらに、第1および第2油路26a、26b内の最大油圧を設定する高圧リリーフバルブ75F、75Rがリリーフライン105c、106cを介して接続配設されている。なお、この高圧リリーフバルブ75F、75Rが請求の範囲のリリーフバルブ手段に該当する。これら高圧リリーフバルブはその構成が同一なので、一方のバルブ75Fを例にして図9を参照して説明する。

【0043】このバルブ75Fはハウジング内に二つの独立したスプール76、77を有し、第1スプール76は第1スプリング79aにより右方に付勢されており、この付勢力により右動されるとポート75aとポート75bとを遮断し、この付勢力に抗して左動されると両ポート75a、75bを連通させる。ポート75aはリリーフライン105cを介して第1油路26aと連通し、ポート75bは分岐チャージライン130aと連通する。第1スプール76にはオリフィス76aが設けられており、ポート75aに作用する第1油路26aの油圧は定常状態においては第1スプール76の左右両側に作用し、第1スプリング79aの付勢力を受けて第1スプール76は右動した状態となる。

【0044】一方、第2スプール77は第2スプリング79bにより左方に付勢されている。第2スプリング79bは右端部において閉塞弁部材78を右方に付勢しており、これにより閉塞弁部材78は、第1スプール79aの挿入空間と連通するとともにオリフィスを有した連通路79cを閉塞する。第2スプール77の左端部が対向するポート75cは制御ライン107を介して第2リニアソレノイドバルブ52と繋がっている。第2リニアソレノイドバルブ52は分岐ライン100bからのライン圧PLを調圧して制御電流に応じた制御油圧PCHを制御ライン107に供給するものであり、これにより第2スプール77の左端に作用する油圧力を第2リニアソレノイドバルブ52の制御電流に基づいて制御することができる。

【0045】この高圧リリーフバルブ75Fにおいて、閉塞弁部材78には、右方向から第1油路26a内の油圧が作用し、左方向から第2スプリング79bの付勢力が作用する。ところで、第2スプリング79bは左端部が第2スプール77に当接しており、制御ライン107からの制御油圧PCHにより押圧力が加算された付勢力となる。このことから分かるように、第2リニアソレノイドバルブ52により制御油圧PCHを制御すれば、閉塞弁部材78を右方向に押圧する力を制御することができ

【0046】このような右方向への押圧力を受けて閉塞弁部材78は連通路79cを閉塞しているが、連通路79cに作用する第1油路26a内の油圧がこの押圧力より高くなると閉塞弁部材78は左動されて連通路79cをドレンに連通させる。これにより第1スプール76のオリフィス76aを通る油の流れが生じて第1スプール76の左右に油圧差が発生し、第1スプール76は左動され、ポート75aと75bとが連通する。この結果、第1油路26a内の作動油は分岐チャージライン130aに排出され、チェックバルブ44bを介して第2油路26bに送られる。

【0047】すなわち、第1油路26a内の油圧が所定圧以上となると、閉塞弁部材78が開放されて第1スプール76が左動し、第1油路26a内の作動油が低圧側の第2油路26bに排出され、第1油路26a内の油圧を所定圧以下に保持する。なお、第2油路26b内の油圧が高圧の場合には、他方の高圧リリーフバルブ75Rにより低圧側となる第1油路26aに排出され、第2油路26b内が所定圧以上となるのが抑制される。このように高圧リリーフバルブ75F、75Rにより第1および第2油路26a、26b内の油圧が所定圧以上となるのを防止するのであるが、この所定圧は上記説明から分かるように、第2および第3リニアソレノイドバルブ52、53の電流制御により可変設定可能である。なお、本例では、図10に示すように、制御電流(I)に比例して、高圧リリーフ圧(PHF、PHR)を可変設定可能である。

【0048】本例の油圧ポンプ24および油圧モータ25の制御盤27のバルブプレート面27aには、それぞれ図11に示すような形状のバルブ板が形成されている。なお、油圧ポンプおよび油圧モータのバルブ板はサイズ等は異なるが基本形状およびその役割は同一なので、油圧ポンプ24のバルブ板150を例にして図11を参照しながら説明する。

【0049】油圧ポンプ24においてはポンプシリンダ28の端面がバルブ板150と摺接しながらエンジン駆動により図における矢印A方向(時計回り)に回転する。ここで、ポンプ斜板32が前進側に傾動されるとポンプシリンダ28の回転に応じてポンププランジャ30はシリンダ孔内で往復動される。このとき、ポンププランジャ30は、図11における下端において上死点(T.D.C.)に位置し、上端において下死点(B.D.C.)に位置し、左半分における上死点から下死点まで移動する行程では油の吸入を行い、右半分における下死点から上死点まで移動する行程では油の吐出を行う。

【0050】このため、バルブ板150の左半分には第2油路26bに繋がる半円形状の第1ポート151が形成され、右半分には第1油路26aに繋がる半円形上の第2ポート152が形成されている。ここで、第1ポート151の回転方向入口側および第2ポート152の回

転方向入口側には、ポンプシリンダ28の回転に応じて各シリンダ孔29が各ポート151、152と連通を開始するときの急激な油圧変化を抑えるためのメインノッチ151a、152aが入口側に向かって延びて形成されている。さらに、これらメインノッチ151a、152aに並んでサブノッチ153、154が図示のように独立して形成されている。

【0051】サブノッチ153、154はメインノッチ151a、152aおよび両ポート151、152からは離れて独立しているため、このままでは、ノッチとしての役割は果たさない。しかしながら、サブノッチ153、154は図において破線で示すように、それぞれ短絡油路155a、155bおよび156a、156bを介して吸入および第2ポート151、152と連通している。但し、両短絡路にはそれぞれ可変ノッチバルブ80A、80Bが設けられており、この短絡油路の連通・遮断を制御する。

【0052】可変ノッチバルブ80A、80Bは同一構成であり、図12に示すように構成される(この図では可変ノッチバルブ80Aを例にして示している)。このバルブ80Aは、ハウジング内に左右に摺動自在に配設されたバルブスプール81と、このバルブスプール81を右方に付勢するスプリング82と、バルブスプール81の左端部に摺動自在に嵌合する支持スプール83とから構成される。ハウジングには、短絡油路155aと連通する第1ポート80aと、短絡油路155bと連通する第2ポート80bと、制御ライン102と連通する第3ポート80cが設けられている。バルブスプール81がスプリング82に付勢されて図示のように右動した状態では、スプール81の右端により第1および第2ポート80a、80b間が遮断され、バルブスプール81が左動されると両ポート80a、80bが連通する。なお、第1ポート80aに作用する油圧はスプール81内の小孔81aを介して支持スプール83との間の空間84にも作用するため、バルブスプール81がこの油圧によりスラスト力を受けることがない。

【0053】制御ライン102は、図3に示すように、オリフィス45aを介して分岐第2ライン101bと繋がるとともに、開閉制御ソレノイドバルブ45と繋がる。開閉制御ソレノイドバルブ45は制御ライン102をドレンに開放可能なバルブであり、これをドレンに開放させることにより制御ライン102内を低圧にする。一方、開閉制御ソレノイドバルブ45により制御ライン102がドレンから遮断されるときには制御ライン102内には分岐第2ライン101bからのモジュレート圧Pmが発生する。

【0054】開閉制御ソレノイドバルブ45により制御ライン102が低圧に保持された状態では、可変ノッチバルブ80A内において、バルブスプール81はスプリング82に付勢されて右動して短絡油路155a、15

5b間は遮断される。このため、このときにはサブノッチ153は作用しない。一方、開閉制御ソレノイドバルブ45により制御ライン102にモジュレート圧Pmが発生すると、この油圧によりバルブスプール81は左動されて短絡油路155a、155bが連通し、サブノッチ153が使用可能となる。

【0055】なお、ここでは、可変ノッチバルブ80Aについて説明したが可変ノッチバルブ80Bについても同様の制御が同時に行われる。また、油圧モータ25についても同様のサブノッチが設けられており、開閉制御ソレノイドバルブ46により制御ライン103内の油圧を可変設定して可変ノッチバルブ80C、80Dの作動を制御し、サブノッチの使用制御がなされる。

【0056】

【斜板角制御系】次に、ポンプ斜板32およびモータ斜板38の揺動角制御系について、図13を参照して説明する。この制御は分岐第1ライン100dからのライン圧PLと、分岐第2ライン101cからのモジュレート圧Pmとを用いて行われる。なお、図3および図13の丸囲み記号aおよびb同士がそれぞれ接続していることを意味する。

【0057】ポンプ斜板32の揺動を行わせるために、一対のサーボシリンダ92a、92bが図示のように設けられており、これらが摺合配設されたサーボシリンダ孔91a、91bには、サーボ制御ライン121、122を介してポンプコントロールバルブ84が繋がる。このバルブ84は四方弁からなり、スプール85の位置に応じて分岐第1ライン100dからのライン圧PLをサーボ制御ライン121、122に振り分け供給する。スプール85はスプリング86により右方に付勢されるとともに、左端ポート84aに作用する油圧を受け、両者のバランスによりその位置が設定される。

【0058】すなわち、左端ポート84aに作用する油圧を制御すれば、スプール85の位置制御が可能であり、これによりサーボシリンダ92a、92bの作動を制御してポンプ斜板32の角度制御が可能である。このため、左端ポート84aには制御ライン111を介して第4リニアソレノイドバルブ54からのポンプ制御油圧PCPが供給される。第4リニアソレノイドバルブ54は分岐第2ライン101cからのモジュレート圧Pmを制御電流に基づいて調圧し、制御電流に比例するポンプ制御油圧PCPを作り出し、これを制御ライン111に供給するバルブである。このため、第4リニアソレノイドバルブ54の通電電流制御によりポンプコントロールバルブ84の作動制御を行い、ポンプ斜板32の角度制御が可能となっている。

【0059】モータ斜板38の角度制御も同様であり、一対のサーボシリンダ96a、96bが摺合配設されたサーボシリンダ孔95a、95bに、サーボ制御ライン123、124を介してモータコントロールバルブ87

が繋がる。このバルブ87もポンプコントロールバルブ84と同様に、左端ポート87aに作用する油圧を制御して、スプール88の位置制御が可能であり、これによりサーボシリンダ96a、96bの作動を制御してモータ斜板38の角度制御が可能である。左端ポート87aには制御ライン112を介して第5リニアソレノイドバルブ55からモータ制御油圧PCMが供給される。このため、第5リニアソレノイドバルブ55の通電電流制御によりモータコントロールバルブ87の作動制御を行い、モータ斜板38の角度制御が可能となっている。

【0060】本例の油圧ポンプ24にはさらに、ポンプシリンダ28を静止保持するロックアップブレーキ93が設けられている。前述のように、前進側においてポンプ斜板角 $\alpha = \alpha F(\text{MAX})$ で且つモータ斜板角 $\beta = 0$ となった状態(図2における縦線cの状態)では、理論的には(伝達ロスがない場合には)ポンプシリンダ28の回転は零となり動力伝達装置4により機械的な動力伝達のみが行われる。しかしながら、実際には油の漏れ等によるロスがあるため、ポンプシリンダ28が若干回転し、それだけ動力伝達装置4による動力伝達が低下する。そこで、このようなときに、ロックアップブレーキ93によりポンプシリンダ28を強制的に静止保持し、機械的な動力伝達のみを行わせて、伝達効率を高めるようにしている。

【0061】ロックアップブレーキ93は湿式多板式ブレーキからなり、ピストン104の押圧力を受けてブレーキを作動させる。このピストン104に押圧力を付与するためのロックアップ油圧PLBは、第6リニアソレノイドバルブ56により作り出されて、ロックアップライン113を介して供給される。なお、第6リニアソレノイドバルブ56は制御電流に比例するロックアップ油圧PLBを作り出すことが可能であり、これによりロックアップブレーキ93を部分係合から完全係合までの間で任意に制御可能である。

【0062】

【作動制御】以上のような構成および制御回路を有する無段変速機Tの作動制御について説明する。この制御装置の概略構成を図14に示しており、各種センサ201～214の検出信号に基づいて、コントロールユニットECUから各ソレノイドバルブ45、46、51～56(これらは油圧回路において用いられるもので既に説明済み)に制御信号を出力する。コントロールユニットECUは、各センサからの信号を取り込むための入力インターフェースとソレノイドバルブに制御信号を出力するための出力インターフェースとを備え、メモリROM1、ROM2に記憶されたプログラムに基づいて演算器CPUにより各種演算を行い、制御信号を求めて出力する。

【0063】なお、各種センサとしては、エンジンEの回転数Neを検出するエンジン回転数センサ201、車



速Vを検出する車速センサ202(このセンサにより検出した車速Vがほぼ零か否かを判断して車両が停止した状態か否かを検出するようになっており、この構成が請求の範囲の車両停止状態検出手段となる)、シフトレバーポジションを検出するシフトポジションセンサ203(これが請求の範囲のシフト位置検出手段に対応する)、車両のブレーキ作動を検出するブレーキセンサ204(これが請求の範囲のブレーキ作動検出手段に対応する)、エンジンスロットル開度 $\theta_{TH}$ を検出するスロットル開度センサ205、ポンプ斜板角度 $\alpha$ を検出するポンプ斜板角度センサ206、モータ斜板角度 $\beta$ を検出するモータ斜板角度センサ207、加速時に高圧となる第1油路26aの油圧P1を検出する圧力センサ208、減速時に高圧となる第2油路25bの油圧P2を検出する圧力センサ209、運転者により操作されてクリープ力を設定するクリープレバーの操作量ACRを検出するクリープレバーセンサ210、ポンプ斜板角度の初期設定値を更新するためのEXCスイッチの作動を検出するEXCスイッチセンサ211、エンジン吸気負圧PBを検出するPBセンサ212、変速機油温を検出するミッション油温センサ213、エンジン冷却水温を検出するエンジン水温センサ214がある。

【0064】この制御は図15に示すメインフローに従って行われ、まずステップB1において各ソレノイド出力電流値に初期値をセットするイニシャル制御を行う。次に、車速Vとスロットル開度 $\theta_{TH}$ とシフトレバーポジションとに基づいて目標エンジン回転数 $Ne'$ を設定する(ステップB2)。これは、例えば、図16に示すようなマップを用いて設定される。このマップは、横軸に車速V、縦軸に目標エンジン回転数 $Ne'$ を取り、スロットル開度毎に対応する目標エンジン回転数を示している。このため、現在の車速Vおよびスロットル開度 $\theta_{TH}$ が検出されれば、これに対応する目標エンジン回転数 $Ne'$ がこのマップから読み取られる。なお、図16はシフトレバーがDレンジ位置にあるときのマップであり、その他のレンジ位置に対してそれぞれ異なるマップが設定されている。このため、シフトレバーポジションが検出されるとその検出ポジションに対応するマップを読み出して目標エンジン回転数 $Ne'$ が設定される。

【0065】次に、ステップB3に進み、角度制御(B4)に進むか、Ne制御(B5)に進むかの判断を行う(この制御内容の詳細は後述する)。角度制御(B4)はポンプ斜板角度を所定の角度にする制御でありその詳細は後述する。また、Ne制御は、エンジン回転数 $Ne$ に基づいて、ポンプ斜板角度およびモータ斜板角度と、ロックアップブレーキ作動とをフィードバック制御するものであり、その詳細は後述する。

【0066】角度制御(B4)およびNe制御(B5)のいずれかが行われるときに、ステップB6において高圧リリーフバルブ75F、75Rの制御がなされ、ス

テップB7において可変ノッチバルブ80A~80Dの作動制御がなされ、ステップB8においてレギュレータバルブ60によるライン圧PLの設定制御がなされる。以下、図15の制御が繰り返されるのであるがこれら各制御の詳細についても以下に説明する。

【0067】まず、ステップB3における制御方法判断について図17を参照して説明する。最初にシフトポジションがNもしくはPレンジか否かの判断を行い(ステップC1)、NもしくはPレンジであるときには角度制御B4を行う。これ以外のレンジのときには、加速中であるか否か、すなわち、車速Vが増加しているか否かを判定し(ステップC2)、加速中ではないときには車速Vが所定車速V1(例えば、5.0km/h)以下か否かの判定がなされ(ステップC3)、所定車速以下であるときには角度制御B4を行う。所定車速を超えときにはステップC4に進む。

【0068】一方、ステップC2において加速中であると判定されたときには、ステップC6に進み、エンジンスロットル開度 $\theta_{TH}$ がほぼ零であるか否か(すなわち、アクセルが戻されているか否か)の判断がなされる。ここで、スロットル開度 $\theta_{TH}$ が零ではないと判断されるとステップC4に進む。スロットル開度 $\theta_{TH}$ がほぼ零であると判断されるとステップC7に進み、車速Vが所定車速以下か否かを判断し、所定車速以下のときには、角度制御B4を行う。すなわち、加速中であっても、スロットルが全閉で且つ非常に低速(所定車速以下)のときには、運転者は加速の意志が無いと判断し、角度制御B4を行う。なお、車速Vが所定車速を超えときにはステップC4に進む。

【0069】ステップC4においては、実際のエンジン回転数 $Ne$ がステップB2において設定された目標エンジン回転数 $Ne'$ より小さいか否かの判断を行う。ここで、 $Ne \geq Ne'$ であると判断されたときには、Ne制御B5を行う。一方、 $Ne < Ne'$ であると判断されたときには、ポンプ斜板角 $\alpha$ が所定値 $\alpha'$ 以下か否かが判断され、所定値以下であるときには角度制御B4を行い、所定値を超えときにはNe制御B5を行う。なお、この所定値 $\alpha'$ としては、後述する制御方法判断フロー(図18および図19)において設定される目標斜板角の値 $\alpha'$ が用いられる。

【0070】このような制御方法判断フローから分かるように、角度制御B4を行うのは、(1)シフトポジションがN(ニュートラル)もしくはP(パーキング)の場合、(2)加速中ではなく、且つ所定車速以下で走行する場合、(3)加速中であるが、スロットル全閉で且つ所定車速以下の場合、(4)ポンプ斜板角 $\alpha$ が所定値以下で且つ実エンジン回転数 $Ne$ が目標エンジン回転数 $Ne'$ を下回る場合である。

【0071】次に、角度制御B4について、図18~図20を参照して説明する。上記制御方法判断フローから

分かるように、角度制御B4は中立状態近傍において（すなわち、図2の縦線aの近傍において）行われるものであり、モータ斜板角 $\beta$ は0もしくは最大値 $\beta$ (MAX)のいずれかに設定される。すなわち、シフトポジションがNもしくはPでは $\beta=0$ に設定され、それ以外では $\beta=\beta$ (MAX)に設定される。このようなモータ斜板角の設定は、モータコントロールバルブ87の左端ポート87aに作用するモータ制御油圧PCMを零もしくは最大値にして、スプール88を左端位置もしくは右端位置に移動させ、簡単に行うことができる。

【0072】角度制御B4はこのようなモータ斜板角制御と、ポンプ斜板についての位置フィードバック制御とを行うものである。この制御ではまずシフトポジションがNもしくはPか否かが判断され（ステップD1）、NもしくはPレンジであるときにはポンプ斜板目標偏差角 $\alpha 1=0$ に設定する（ステップD6）。

【0073】NおよびPレンジ以外のときにはエンジン回転数Neが所定回転数（例えば、アイドル回転数700rpmより若干低い600rpm）以下か否かが判断され（ステップD2）、このエンジン回転数Neが所定回転数以下であるときにはポンプ斜板目標偏差角 $\alpha 1=0$ に設定する（ステップD6）。このことから分かるように、ポンプ斜板についての位置フィードバック制御（角度制御）が行われるときには、エンジン回転数がアイドル回転以下になるようなときには、無条件にポンプ目標偏差角 $\alpha 1=0$ に設定し、ポンプ容量を増加させる制御は禁止する。

【0074】一方、エンジン回転数が所定値を超える場合には、エンジンスロットル開度が全閉（ $\theta_{TH}=0$ ）か否かが判断され（ステップD3）、スロットルが開放されているときにはステップD17に進む。スロットルが全閉であるときにはステップD4に進んで車速Vが所定車速（例えば、5km/h）以下か否かが判断される。所定車速を超える場合にはステップD17に進み、所定車速以下であるときには、ステップD5に進んでブレーキがONか否か、すなわちブレーキペダルが踏まれているか否かが判断される。ブレーキがONのときにはステップD6に進み、OFFのときにはステップD9に進む。

【0075】以下、各場合毎にそれぞれポンプ斜板目標偏差角 $\alpha 1$ が設定されるのであるが、まずステップD9に進んだときの設定を説明する。ステップD9ではまず、シフトポジションが前進側ポジション（すなわち、D、L、S、Mのいずれかのポジションもしくはレンジ）であるか、後進側ポジション（すなわち、Rポジションもしくはレンジ）であるかが判断され、前進側ポジションのときにはステップD10に進み、後進側ポジションのときにはステップD15に進む。

【0076】まず、前進側ポジションの場合を説明する。ここで本例の変速機を有した車両の運転席には、図

21に示すように、運転者が操作可能なクリープレバー220と、ポンプ斜板角初期値を更新設定するEXCスイッチ221とが設けられている。ステップD10においてはクリープレバー220の操作量ACRに基づいてポンプ斜板目標偏差角 $\alpha 1$ の設定を行う。具体的には、クリープレバー220の操作量ACRとポンプ斜板目標偏差角 $\alpha 1$ との関係が図22に示すように予め設定されており、この関係に基づいて上記設定が行われる。

【0077】なお、図21に示すように、クリープレバー220は直立した中立位置Nから前後に揺動可能であるが、クリープレバー220は中立自動復帰タイプのレバーであり、操作しない状態では図示のように中立位置Nに位置する。このように中立位置Nに位置するときのポンプ斜板目標偏差角 $\alpha 1$ は零であり、レバー220を+側に操作すればその操作量に比例する正のポンプ斜板目標偏差角 $\alpha 1$ が設定され、-側に操作すればその操作量に比例する負のポンプ斜板目標偏差角 $\alpha 1$ が設定される。但し、このような設定が行われるのは、ステップD1においてシフトポジションがN、P以外と判断され、且つ、ステップD2においてエンジン回転数が所定値（例えば、600rpm）以上であると判断された場合のみである。すなわち、エンジン回転数が所定値以下となるような場合には、クリープレバー220の操作の如何に拘わらず、ポンプ斜板目標偏差角 $\alpha 1$ は零に設定され、ポンプ斜板角が増加するようなことはない。

【0078】次に、ステップD11において、ポンプ斜板角初期値 $\alpha 0$ と、モータ斜板角初期値 $\beta 0$ とを設定する。この値は、最初は、図23の表に示すようにシフトポジションに対応して設定される。ステップD11に進む場合には、所定車速以下でスロットル開度が全閉であり、ブレーキがOFFで、且つD、L、S、Mレンジのいずれかのレンジであるので、この表から、ポンプ斜板角初期値 $\alpha 0$ =所定値2、モータ斜板角初期値 $\beta 0$ =MAXに設定される。

【0079】このようにして設定されたポンプ斜板目標偏差角 $\alpha 1$ とポンプ斜板角初期値 $\alpha 0$ とからポンプ目標斜板角 $\alpha'$ が算出される（ステップD12）のであるが、この算出について、図24を参照して詳しく説明する。ここでは、クリープレバー220が操作されたときに上記のようにしてポンプ斜板目標偏差角 $\alpha 1$ が設定されるが、この操作を行っているときに運転者がEXCスイッチ221を押したときの値（すなわち、運転者が設定するという意志表示を行ったときの値）をポンプ目標斜板角 $\alpha 1$ として用いてポンプ目標斜板角を設定する。なお、このEXCスイッチ221は押したときのみONとなり、押圧力を解除するとOFF状態に戻るモーメンタリータイプのスイッチである。

【0080】ここでは、まず、EXCスイッチ221がON操作されたときに立てられるフラグが1か否かを判断し（ステップD51）、このフラグEXCスイッチ=

0であればステップD54に進み、ポンプ斜板目標偏差 $\alpha 1=0$ か否かが判断される。 $\alpha 1=0$ ではないとき、すなわち、クリープレバー220が操作されているときには、ステップD55において目標斜板角 $\alpha'$  ( $=\alpha 0+\alpha 1$ )を算出する。この時点から所定時間のカウントを行うタイマーをスタートさせ(ステップD56)、EXCスイッチ221がON操作されたか否かを判断する(ステップD57)。このスイッチがOFFのときには本フローの最初に戻るが、スイッチがON操作されたときにはフラグEXCスイッチ=1とし(ステップD58)、このときにおける目標斜板角 $\alpha'$ を $\alpha ex$ として記憶する(ステップD59)。

【0081】このようにしてフラグEXCスイッチ=1となると、フローの最初に戻りステップD51からステップD52に進み、タイマー設定時間が経過するまで目標斜板角 $\alpha'=\alpha ex$ のまま保持する(ステップD53)。そして、タイマー設定時間が経過すると、ステップD54においてポンプ斜板目標偏差 $\alpha 1=0$ か否かが判断される。 $\alpha 1=0$ のとき、すなわち、上記のようにしてEXCスイッチ221が押された後にクリープレバー220の操作が解除されたときには、ステップD60においてフラグEXCスイッチ=1か否かが判断される。このフラグに1が立っている状態では、ステップD61においてポンプ斜板角初期値 $\alpha 0$ として、ステップD59で記憶されている目標斜板角 $\alpha ex$ を新たなポンプ斜板角初期値 $\alpha 0$ として再設定する。そして、フラグEXCスイッチ=0とする(ステップD62)とともに、このように再設定された初期値 $\alpha 0$ を目標斜板角 $\alpha'$ として設定する(ステップD63)。

【0082】以上ステップD12の制御を要約すると、クリープレバー220が操作状態でEXCスイッチ221が押されると、そのとき操作量に対応するポンプ斜板目標偏差 $\alpha 1$ にポンプ斜板角初期値 $\alpha 0$ を加えてポンプ目標斜板角 $\alpha'$ が設定される。この後、クリープレバー220が中立位置に戻されても、このように設定されたポンプ目標斜板角 $\alpha'$ はそのまま保持され、且つこのように設定されたポンプ目標斜板角 $\alpha'$  ( $=\alpha ex$ )が新たなポンプ斜板角初期値 $\alpha 0$ となる。このため、この後、クリープレバー220を操作してEXCスイッチ221を押すと、このときの操作量に対するポンプ斜板目標偏差 $\alpha 1$ が現在のポンプ目標斜板角 $\alpha'$ に加算される。すなわち、クリープレバー220を操作してEXCスイッチ221を押す操作を繰り返せば、これに応じてポンプ斜板目標偏差 $\alpha 1$ が積算されてポンプ目標斜板角 $\alpha'$ が設定される。

【0083】このようにしてステップD12においてポンプ目標斜板角 $\alpha'$ が設定されると、この設定された値 $\alpha'$ がステップD11において設定したポンプ斜板角初期値 $\alpha 0$ より大きいかなんかを判断し(ステップD13)、 $\alpha' \leq \alpha 0$ のときには、 $\alpha'=\alpha 0$ に設定する

(ステップD14)。すなわち、クリープレバー220を負側に操作すれば、 $\alpha' \leq \alpha 0$ となる得るが、このときでもポンプ斜板角を初期値 $\alpha 0$ より小さくすることがないようにしている。

【0084】一方、後進側ポジション(Rレンジ)が設定されてステップD15に進んだ場合にも上記と類似する制御が行われる。すなわち、クリープレバー220の操作に対応するポンプ斜板目標偏差 $\alpha 1$ を設定し、さらに、ステップD16に進んで、図23の表に示されるRレンジに対応するポンプ斜板角初期値 $\alpha 0$ と、モータ斜板角初期値 $\beta 0$ とを設定する。ここでは、所定車速以下でスロットル開度が全閉であり、且つブレーキOFFであるので、ポンプ斜板角初期値 $\alpha 0$ =所定値1、モータ斜板角初期値 $\beta 0$ =MAX.に設定される。

【0085】このようにして設定されたポンプ斜板目標偏差 $\alpha 1$ とポンプ斜板角初期値 $\alpha 0$ とからポンプ目標斜板角 $\alpha'$ が前述の場合と同様にして算出され(ステップD12)、この設定された値 $\alpha'$ がステップD16において設定したポンプ斜板角初期値 $\alpha 0$ より大きいかなんかを判断し(ステップD13)、 $\alpha' \leq \alpha 0$ のときには、 $\alpha'=\alpha 0$ に設定する(ステップD14)。

【0086】次に、ステップD17に進んだ場合について説明する。ステップD17では、シフトポジションが前進側ポジション(すなわち、D、L、S、Mのいずれかのポジションもしくはレンジ)であるか、後進側ポジション(すなわち、Rポジションもしくはレンジ)であるかが判断され、前進側ポジションのときにはステップD18に進み、後進側ポジションのときにはステップD20に進む。

【0087】前進側ポジションが設定されたときにはステップD18において、一方後進側ポジションが設定されたときにはステップD20において、それぞれ、クリープレバー220の操作に対応するポンプ斜板目標偏差 $\alpha 1$ を設定する。さらに、ステップD19およびステップD21にそれぞれ進んで、図23の表に示される前進側ポジション(D、L、S、Mレンジ)および後進側ポジション(Rレンジ)に対応するポンプ斜板角初期値 $\alpha 0$ と、モータ斜板角初期値 $\beta 0$ とを設定する。ここでは、所定車速以上もしくはスロットル開度が全閉ではない状態であるので、前進側ポジションの場合には、ポンプ斜板角初期値 $\alpha 0$ =所定値5、モータ斜板角初期値 $\beta 0$ =MAX.に設定され、一方、後進側ポジションの場合には、ポンプ斜板角初期値 $\alpha 0$ =所定値4、モータ斜板角初期値 $\beta 0$ =MAX.に設定される。

【0088】このようにして設定されたポンプ斜板目標偏差 $\alpha 1$ とポンプ斜板角初期値 $\alpha 0$ とからポンプ目標斜板角 $\alpha'$ が前述の場合と同様にして算出され(ステップD22)、この設定された値 $\alpha'$ がステップD19もしくはステップD21において設定したポンプ斜板角初期値 $\alpha 0$ より大きいかなんかを判断し(ステップD23)、

## 21

$\alpha' \leq \alpha 0$ のときには、 $\alpha' = \alpha 0$ に設定する（ステップD24）。

【0089】一方、ステップD6においてはクリープレバー220の操作の如何に拘わらずポンプ斜板目標偏差 $\alpha 1 = 0$ に設定される。そしてステップD7において図23の表からポンプ斜板角初期値 $\alpha 0$ と、モータ斜板角初期値 $\beta 0$ とを設定する。ここで、ステップD6に進むのは、シフトポジションがNもしくはPの場合か、これ以外のシフトポジションでブレーキがONであるので、シフトポジションが前進側レンジ（D、L、S、M）の

ときにはこの表から所定値3が読み込まれ、後進側レン\*

- 1) 所定値5 $\geq$ 所定値2 $>$ 所定値3 ……（D、L、S、Mの場合）
- 2) 所定値4 $\geq$ 所定値1 $>$ 所定値0 ……（Rの場合）
- 3) 所定値3 $>$ 所定値0
- 4) 所定値5 $>$ 所定値4

【0092】次に、現在のポンプ斜板角 $\alpha$ と、上記のようにして算出したポンプ目標斜板角 $\alpha'$ との偏差 $\Delta\alpha$ （ $=\alpha - \alpha'$ ）を算出する（ステップD25）。そしてこのような角度偏差 $\Delta\alpha$ を得るに必要な第4リニアソレノイドバルブ54の制御偏差電流の目標値（目標偏差電流DICMDp）を設定する（ステップD26）。リニアソレノイドバルブ54の作動に対するポンプ斜板32の作動特性に基づいて、角度偏差 $\Delta\alpha$ と目標偏差電流DICMDpとの関係が図25に示すように予め設定されており、ステップD15において求めた偏差 $\Delta\alpha$ に対応する目標偏差電流DICMDpを図25から読み取る。

【0093】この目標偏差電流DICMDpを用いてポンプ斜板をポンプ目標斜板角 $\alpha'$ に設定するフィードバック制御が行われるのであるが、制御方向設定のため、現在のポンプ斜板角 $\alpha$ がポンプ目標斜板角 $\alpha'$ より大きいかが判断される（ステップD27）。

【0094】 $\alpha > \alpha'$ の場合には、ステップD29に進んでRレンジか否かを判断し、Rレンジではないときには、ポンプコントロールバルブ84のスプール85を中立位置に保持するに必要な制御電流値I0pに目標偏差電流DICMDpを加えて目標電流ICMDpを求め（ステップD31）、Rレンジのときには、ポンプコントロールバルブ84のスプール85を中立位置に保持するに必要な制御電流値I0pから目標偏差電流DICMDpを減じて目標電流ICMDpを求める（ステップD30）。

【0095】一方、 $\alpha \leq \alpha'$ の場合には、ステップD28に進んでRレンジか否かを判断し、Rレンジのときには、ポンプコントロールバルブ84のスプール85を中立位置に保持するに必要な制御電流値I0pに目標偏差電流DICMDpを加えて目標電流ICMDpを求め（ステップD31）、Rレンジではないときには、ポンプコントロールバルブ84のスプール85を中立位置に保持するに必要な制御電流値I0pから目標偏差電流DICMDpを減じて目標電流ICMDpを求める（ステップD30）。

【0096】そして、この目標電流ICMDpを用いて第4※50

## 22

\*ジ（R）のときにはこの表から所定値0が読み込まれる。なお、（所定値2 $>$ 所定値3）および（所定値1 $>$ 所定値0）となる値、すなわち、ブレーキが踏まれているときには小さなポンプ斜板角初期値が設定される。そして、このように設定されたポンプ斜板角初期値 $\alpha 0$ とポンプ斜板目標偏差 $\alpha 1$ とを加えてポンプ目標斜板角 $\alpha'$ が算出される（ステップD8）。

【0090】なお、図23に示す各所定値の大小関係は次の表1ように設定される。

【0091】

【表1】

※リニアソレノイドバルブ54を駆動すれば（ステップD32）、ポンプ斜板角をポンプ目標斜板角 $\alpha'$ に近づける制御となる。一方、モータ斜板角 $\beta$ については、上述のように既にモータ斜板角初期値 $\beta 0$ が設定されており、この値は零もしくは最大値であるため、目標電流値（ICMDm）として、最大電流もしくは零電流が設定される（ステップD33）。そして、この目標電流を用いて第5リニアソレノイドバルブ55が駆動され（ステップD34）、モータ斜板は直立位置もしくは最大揺動位置に制御される。

【0097】以上の説明から分かるように、NもしくはPレンジではポンプ斜板角は零に設定されるが、それ以外のレンジ（走行レンジ）においては所定の目標斜板角 $\alpha'$ となる制御が行われ、クリープ走行状態となる。なお、クリープレバー220の操作量に応じてポンプ目標斜板角 $\alpha'$ が変動するため、クリープレバー操作によりインテグレーション操作が可能である。

【0098】次に、Ne制御B5について図26に基づいて説明する。この制御はポンプ、モータ斜板角およびロックアップブレーキの作動制御であり、この作動制御によりエンジン回転数Neを目標エンジン回転数Ne'に一致させるフィードバック制御を行う。ここではまず、目標エンジン回転数Ne'から実エンジン回転数Neを減じてエンジンの偏差回転数 $\Delta Ne$ （ $= Ne' - Ne$ ）を求める（ステップE1）。

【0099】そして、現在どの制御領域にあるか否かの判断を行う（ステップE2）。図2にポンプ及びモータの斜板角 $\alpha$ 、 $\beta$ 制御に伴う総合速度比の変化の関係を示したが、このように変速制御を行うときに、図27に示すように、制御領域を四つの制御領域（領域I～IV）に分割して制御を行う。このため、現在どの制御領域にあるか否かの判断をステップE2において行うのであるが、この判断フローを図28を参照して説明する。

【0100】まず、ポンプ斜板角 $\alpha > \alpha m$ か否かの判断、すなわち、図27から良く分かるように、ポンプ斜

板角が前進側最大斜板角 $\alpha F(\text{MAX})$ の近傍か否かを判断する(ステップF1)。 $\alpha \leq \alpha m$ のときは、図27における領域Iに属するため、ステップF5の制御を行う。ステップF5の制御内容を図29(a)に示しており、ロックアップブレーキ制御がOFF(ステップF51)、ポンプ斜板制御がON(ステップF52)、モータ斜板制御がOFF(ステップF53)となる。このように、領域Iにおいてはポンプ斜板制御のみが行われる。また、この領域において角度制御B4とNe制御との持ち替えが行われる。すなわち、発進および停止時の制御も含まれる。

【0101】 $\alpha > \alpha m$ のときにはモータ斜板角 $\beta > \beta m$ か否かの判断、すなわち、モータ斜板角が最大傾斜角近傍か否かを判断する(ステップF2)。 $\beta > \beta m$ のときには図27における領域IIに属するため、ステップF6の制御を行う。この制御は図29(b)に示され、ロックアップブレーキ制御がOFF(ステップF61)、ポンプ斜板制御(ステップF62)およびモータ斜板制御がON(ステップF63)となる。このように領域IIにおいてはポンプ斜板制御とモータ斜板制御とが同時に行われ、両者の制御のスムーズな持ち替えを行わせるようになっている。

【0102】 $\beta \leq \beta m$ のときにはモータ斜板角 $\beta$ が零となったか否かの判断がなされる(ステップF3)。モータ斜板角 $\beta$ が零ではないときには、図27における領域IIIに属するため、ステップF7の制御を行う。この制御は図29(c)に示され、ロックアップブレーキ制御がOFF(ステップF71)、ポンプ斜板制御がOFF(ステップF72)、モータ斜板制御がON(ステップF73)となる。このように領域IIIにおいてはモータ斜板制御のみが行われる。実際の車両の走行はこの領域IIIと次の領域IVとでほとんど行われる。

【0103】モータ斜板角 $\beta$ が零となったときには、車速Vが所定車速以下か否かの判断がなされる。所定車速以下のときには上記領域IIIの制御(ステップF7)を行う。これにより、所定車速以下ではロックアップはなされず、急ブレーキが作動されたような場合でもエンジン回転数が極端に低下するのを防止する。一方、所定車速を超えときには、図27における領域IVに属し、ステップF8の制御を行う。ここでは、ロックアップブレーキ制御がONとなる(ステップF81)。そして、このロックアップブレーキ制御のための第6リニアソレノイドバルブ56の制御目標電流(ICMDL)が所定値以下か否かが判断され(ステップF82)、所定値以下のときは(ロックアップブレーキの係合力が弱いときは、ポンプ制御がOFF(ステップF72)でモータ制御はON(ステップF73)となり、所定値を超えるとき(ロックアップブレーキがある程度以上係合しているときはポンプ制御のみならずモータ制御もOFFとなる(ステップF83およびF84)。

【0104】以上のようにして図26における制御領域判断(ステップE2)が行われると、次にステップE3において変速速度ゲイン係数(K)が設定される。このゲイン係数Kは、図30に示すように、車速Vに対応して予め設定されており、現在の車速Vに対応するゲイン係数Kが設定される。なお、図から明らかなように、車速Vが小さいほど大きなゲイン係数Kとなる。次にこのゲイン係数KをステップE1で算出したエンジンの偏差回転数 $\Delta Ne$ に乗じて変速速度DI( $=K \times \Delta Ne$ )を算出する(ステップE4)。

【0105】この後、ステップE5、E7、E9において、ポンプ制御、モータ制御およびロックアップブレーキ制御がONか否かをそれぞれ判断する。そして、ポンプ制御がONのときにはステップE6においてポンプ斜板制御を行い、モータ制御がONのときにはステップE8においてモータ斜板制御を行い、ロックアップブレーキ制御がONの時にはステップE10においてロックアップ制御を行う。

【0106】まず、ステップE6のポンプ斜板制御について、図31を参照して説明する。ポンプ斜板32は前進側( $\alpha F$ )もしくは後進側( $\alpha R$ )に傾動制御されるが、両者は傾動方向が逆であるだけで制御内容は同一なので前進側への斜板傾動制御を例にして説明する。この制御はエンジン回転数を制御値として第4リニアソレノイドバルブ54の電流制御を行う。例えば、目標エンジン回転数 $Ne'$ より実エンジン回転数 $Ne$ が小さいときには、変速比を大きく(LOW側に変速)するようにすなわちポンプ斜板角 $\alpha$ を小さくする制御を行う。逆に目標エンジン回転数 $Ne'$ より実エンジン回転数 $Ne$ が大きいときには、変速比を小さく(TOP側に変速)するようにすなわちポンプ斜板角 $\alpha$ を大きくする制御を行う。

【0107】この制御では、図31に示すように、まず目標偏差電流(DICMDp)を設定する(ステップG1)。目標偏差電流(DICMDp)は図32に示すように変速速度DIに対応して予め設定されており、この関係から図26のステップE4で算出した変速速度DI(1)に対応する目標偏差電流DICMDp(1)を読み取って設定する。次に、ステップG2において目標エンジン回転数 $Ne'$ が実エンジン回転数(現在のエンジン回転数) $Ne$ より大きいかな否かの判断がなされる。

【0108】 $Ne' > Ne$ のときには、ステップG3に進んで変速比を大きく(LOW側に変速)するために必要な目標電流(ICMDp)を算出する。この算出は、ポンプコントロールバルブ84のスプール85を中立位置に保持するために必要な制御電流I0pに目標偏差電流(DICMDp)を加えて求められる。一方、 $Ne' \leq Ne$ のときには、ステップG4に進んで変速比を小さく(TOP側に変速)するために必要な目標電流(ICMDp)を算出する。

この算出はスプール85を中立位置に保持するために必

要な制御電流 $I_{0p}$ から目標偏差電流(DICMDp)を減じて求められる。

【0109】このようにして求めた目標電流(ICMDp)を制御電流として第4リニアソレノイドバルブ54の駆動が制御される(ステップG5)。リニアソレノイドバルブ54に加えられる目標電流(ICMDp)と制御圧PCとの関係を図33に示しており、目標電流(ICMDp)が $I_{0p}$ であるときにポンパコントロールバルブ84は中立となり、この値から電流が増減するのに応じてLOW側もしくはTOP側に変速される。その結果、実エンジン回転数 $N_e$ を目標エンジン回転数 $N_e'$ に近づけるフィードバック制御となる。

【0110】次に、ステップE8のモータ斜板制御について、図34を参照して説明する。この制御はエンジン回転数を制御値として第5リニアソレノイドバルブ55の電流制御を行う。例えば、目標エンジン回転数 $N_e'$ より実エンジン回転数 $N_e$ が小さいときには、変速比を大きく(LOW側に変速)するようにすなわちモータ斜板角 $\beta$ を大きくする制御を行う。逆に目標エンジン回転数 $N_e'$ より実エンジン回転数 $N_e$ が大きいときには、変速比を小さく(TOP側に変速)するようにすなわちモータ斜板角 $\beta$ を小さくする制御を行う。

【0111】この制御では、図34に示すように、まず目標偏差電流(DICMDm)を設定する(ステップH1)。目標偏差電流(DICMDm)は図35に示すように変速速度DIに対応して予め設定されており、この関係から図26のステップE4で算出した変速速度DI(1)に対応する目標偏差電流DICMDm(1)を読み取って設定する。次に、ステップH2において目標エンジン回転数 $N_e'$ が実エンジン回転数(現在のエンジン回転数) $N_e$ より大きいのか否かの判断がなされる。

【0112】 $N_e' > N_e$ のときには、ステップH3に進んで変速比を大きく(LOW側に変速)するために必要な目標電流(ICMDm)を算出する。この算出は、モータコントロールバルブ87のスプール88を中立位置に保持するために必要な制御電流 $I_{0m}$ に目標偏差電流(DICMDm)を加えて求められる。一方、 $N_e' \leq N_e$ のときには、ステップH4に進んで変速比を小さく(TOP側に変速)するために必要な目標電流(ICMDm)を算出する。この算出はスプール88を中立位置に保持するために必要な制御電流 $I_{0m}$ から目標偏差電流(DICMDm)を減じて求められる。

【0113】このようにして求めた目標電流(ICMDm)を制御電流として第5リニアソレノイドバルブ55の駆動が制御される(ステップH5)。リニアソレノイドバルブ55と制御圧MCとの関係を図36に示しており、目標電流(ICMDm)が $I_{0m}$ であるときにモータコントロールバルブ87は中立となり、この値から電流が増減するのに応じてLOW側もしくはTOP側に変速される。その結果、実エンジン回転数 $N_e$ を目標エンジン回転数 $N_e'$ に近づけるフィードバック制御となる。

$e'$ に近づけるフィードバック制御となる。

【0114】次に、ステップE10のロックアップブレーキ制御について、図37を参照して説明する。この制御は実エンジン回転数 $N_e$ と目標エンジン回転数 $N_e'$ との大小関係からロックアップの強弱を判断して第6リニアソレノイドバルブ56の電流制御を行う。例えば、目標エンジン回転数 $N_e'$ より実エンジン回転数 $N_e$ が大きいときには、第6リニアソレノイドバルブ56の制御電流を小さくしてロックアップ力を弱める制御を行う。逆に目標エンジン回転数 $N_e'$ より実エンジン回転数 $N_e$ が小さいときには、第6リニアソレノイドバルブ56の制御電流を大きくしてロックアップ力を強める制御を行う。

【0115】この制御では、図37に示すように、まず目標偏差電流(DICMDL)を設定する(ステップI1)。目標偏差電流(DICMDL)は図38に示すように変速速度DIに対応して予め設定されており、この関係から図26のステップE4で算出した変速速度DI(1)に対応する目標偏差電流DICMDL(1)を読み取って設定する。次に、ステップI2において目標エンジン回転数 $N_e'$ が実エンジン回転数(現在のエンジン回転数) $N_e$ より大きいのか否かの判断がなされる。

【0116】 $N_e' > N_e$ のときには、ステップI4に進み、現在での第6リニアソレノイドバルブ56の制御電流(ICMDL)から目標偏差電流(DICMDL)を減じて新たな制御電流(ICMDL)を求める。これにより、現在のロックアップ力を弱める目標電流が設定される。一方、 $N_e' \leq N_e$ のときには、ステップI3に進み、現在での第6リニアソレノイドバルブ56の制御電流(ICMDL)に目標偏差電流(DICMDL)を加えて新たな制御電流(ICMDL)を求める。これにより、現在のロックアップ力を強める目標電流が設定される。

【0117】このようにして求めた目標電流(ICMDL)を制御電流として第6リニアソレノイドバルブ56の駆動が制御される(ステップI5)。リニアソレノイドバルブ56と制御圧LCとの関係を図39に示しており、目標電流(ICMDL)に比例する制御圧LCcが得られ、所望のロックアップ制御が行われる。

【0118】次に、図15のステップB6に示したリリーフ制御について説明する。この制御では、油圧閉回路26を構成する第1および第2油路26a、26bに設けられた高圧リリーフバルブ75R、75Fのリリーフ圧を調整する。第1および第2油路26a、26bの油圧は、進行方向(前進か後進か)および加減速条件(加速か減速か)に応じて図42のように変化する。このため、このリリーフ制御ではこのような変化に対応して適切な高圧リリーフ制御を行う。なお、低圧側油路の油圧については、シャトルバルブ70を介して低圧リリーフバルブ74により制御される。

【0119】本システムにおいては、高圧側の油路のリ

## 27

リーフは通常、高圧サージ圧発生によるショックの緩和のために使用される。すなわち、予想以上の高圧が発生した場合に、速やかにリリーフを作用させてこの高圧を所定値まで低下させる役割を高圧リリーフバルブが有している。但し、加速時にはポンプの斜板角に応じて発生高圧の最大値が異なるため、ポンプ斜板角に応じて目標リリーフ圧を制御する。また、減速時には適切なエンジンブレーキ力を超えることがないように車速に応じた目標リリーフ圧を設定する。高圧側の油路のリリーフはさらに、クリープトルクの設定のためにも使用される。

【0120】この制御は図40および図41に示すフローからなるが、両図において丸囲みB同士が繋がる。この制御ではまず、シフトポジションがNもしくはPレンジか否かが判断され（ステップJ1）、NもしくはPレンジのときにはステップJ8、J9に進む。一方、NもしくはP以外のレンジのときには、エンジン回転数Neが所定回転以下か否かが判断され（ステップJ2）、所定回転以下のときにもステップJ8、J9に進む。所定回転を超えるときには、車速Vが所定車速以下か否かが判断され（ステップJ3）、所定車速を超えるときにはステップJ6、J7に進む。所定車速以下であるときにはエンジンスロットル開度 $\theta_{TH}$ が所定開度以下か否かが判断され（ステップJ4）、所定開度を超えるときにもステップJ6、J7に進む。所定開度以下であるときにはブレーキがONか否かが判断され（ステップJ5）、これがONであればステップJ21、J22に進み、OFFであればステップJ6、J7に進む。

【0121】ステップJ6においては、ポンプ斜板角 $\alpha$ に応じて図43に示すような高圧リリーフ圧（Pha）を設定する。なお、この図において、線a1の油圧は装置の最大許容高圧であり、線a2の油圧は斜板角度に応じて高圧サージを緩和する目標高圧である。さらに、ステップJ7においては、車速Vに応じて図44に示す高圧リリーフ圧（Phb）を設定する。このリリーフ圧は必要エンジンブレーキ力に基づいて設定した目標高圧リリーフ圧である。

【0122】一方、ステップJ8、J9においては、ステップJ1、J2において判断された特定の条件下での高圧リリーフ圧を図45に示すように設定する。具体的には、①シフトポジションがNもしくはPの場合には（ステップJ1）目標リリーフ圧（Ph）を0とし、閉回路をバイパスした状態にして車両のニュートラル状態を得る。②エンジン回転がアイドル回転（所定回転）より低下した場合には（ステップJ2）、その低下量に応じて目標リリーフ圧を低く設定し、エンジンストールを防止する。

【0123】また、ステップJ21、J22においては、シフトポジションが走行レンジ（NもしくはP以外）で、エンジン回転がアイドル回転を超え、車速が所定車速（低速）以下であり、スロットル開度が所定開度

## 28

（低開度）以下であり、ブレーキが作動された状態、すなわち、クリープ走行状態でブレーキが作動された状態であるため、次のようなリリーフ圧設定がなれる。

【0124】まず、高圧リリーフバルブ75F、75Rにより、加速側目標リリーフ圧（Pha）を0もしくはこれに近い所定低圧に（具体的には、油圧モータから駆動輪を駆動するトルクがほぼ零となるような油圧）設定する（ステップJ21）。ここで、図3の油圧回路図から分かるように、高圧リリーフバルブ75F、75Rのリリーフ圧を0に設定してこれを開放すると、第1油路26aと第2油路26bとが連通し、両油路の油圧がほぼ同圧となり（加速側油圧Phaと減速側油圧Phbとが等しくなり）、その圧力はレギュレータバルブ60より排出された圧力になる。また、Pha=Phbでないときには、シャトルバルブ70が作動し、低い方の圧はリリーフバルブ74により調圧された圧になる。このため、加速側目標リリーフ圧（Pha）を、ブレーキを解除してアクセルを踏み込むときに違和感が生じない程度の小さな目標リリーフ圧を設定しても良い。

【0125】なお、加速側目標リリーフ圧とは、加速時に高圧となる側の油路のリリーフ圧であり、前進レンジの場合には、高圧リリーフバルブ75Fにより設定される第1油路26aのリリーフ圧であり、後進レンジの場合には、高圧リリーフバルブ75Rにより設定される第2油路26bのリリーフ圧である。

【0126】さらに、減速側目標リリーフ圧（Phb）が高圧リリーフバルブ75F、75Rにより所定高圧に設定される（ステップJ22）。この所定高圧は、例えば、前進レンジにおいて急な下り坂をブレーキを操作しながら走行するときに、十分なエンジンブレーキ力が得られるようなリリーフ圧であり、具体的には、図44における車速Vに対応する目標リリーフ圧（Phb）もしくはこれより高圧となる所定高圧が設定される。

【0127】高圧リリーフ圧は前述のように、第2および第3リニアソレノイドバルブ52、53の電流制御により任意に設定可能であるため、上記のようにして目標高圧リリーフ圧が設定されると、加速側および減速側それぞれについてこのリリーフ圧設定に必要な目標制御電流（ICMDa、ICMDb）を設定する（ステップJ10、J11）。なお、両者の関係は図46に示すようになり、この関係に基づいて目標リリーフ圧（Ph）を得るために必要な目標制御電流（ICMD）を読み取る。

【0128】そして、シフトポジションがR（後進）レンジか否かが判断され（ステップJ12）、Rレンジ以外では、第2リニアソレノイドバルブ52（第1油路26aのリリーフ圧を制御）を加速側目標制御電流（ICMDa）により駆動する（ステップJ13）とともに、第3リニアソレノイドバルブ53（第2油路26bのリリーフ圧を制御）を減速側目標制御電流（ICMDb）により駆動する（ステップJ14）。一方、Rレンジの場合には、第

2リニアソレノイドバルブ52を減速側目標制御電流(ICMDb)により駆動する(ステップJ15)とともに、第3リニアソレノイドバルブ53を加速側目標制御電流(ICMDa)により駆動する(ステップJ16)。

【0129】次に、可変ノッチ制御B7について図47を参照して説明する。この制御は、油圧ポンプ24、油圧モータ25の吐出流量、発生高圧に応じて各シリンダ孔内圧の変化を最適化するために行われ、例えば油圧ポンプ24の場合には、図48に示すような開閉制御を行う。

【0130】この制御ではまず、ポンプ斜板角度 $\alpha$ からポンプ吐出容量( $V_p$ )を求める(ステップK1)。こ\*

$$N_p = \{N_e - i_1 \times i_2 \times (1 + i_p) \times N_v\} / i_p \quad \dots (3)$$

但し、 $i_1$ : 動力伝達装置4の減速比

$i_2$ : 終減速装置5の減速比

$i_p$ : 動力分割装置3の減速比

(図50参照)

【0133】この後、ステップK3においてポンプ吐出量 $Q_p$ が所定値 $Q_{po}$ より大きいかが判断され、 $Q_p > Q_{po}$ のときにはステップK7、K8の制御を行う。 $Q_p \leq Q_{po}$ のときには高圧側油路の発生高圧 $P_h$ が所定圧 $P_{ho}$ より大きいかが判断される。 $P_h > P_{ho}$ のときには、ステップK5、K6の制御を行い、 $P_h \leq P_{ho}$ のときにはステップK7、K8の制御を行う。ステップK5では可変ノッチバルブを閉じる制御を行うもので、このためソレノイドバルブ45、46をONにする(ステップK6)。一方、ステップK7では可変ノッチバルブを開放する制御を行うもので、このためソレノイドバルブ45、46をOFFにする(ステップK8)。

【0134】次に、レギュレータ制御B8について図51を参照して説明する。レギュレータバルブ60により得られるライン圧PLはポンプおよびモータ斜板の傾動制御に用いられるが、この傾動には、油圧閉回路の高圧側油路の油圧が高いほど大きな駆動力が必要である。このため、高圧側油路の最大油圧でも必要駆動力が得られるだけの高圧となるようにライン圧PLを設定することも可能であるが、これでは常時高圧ライン圧PLを発生させるため、エンジン駆動力のロスが大きく、燃費が低下する。そこで、レギュレータ制御B8を行って必要最低限のライン圧PLの設定を行い、燃費向上を図っている。

【0135】このため、この制御では、図52を用いて、高圧側油路の油圧( $P_h$ )に対応して第1リニアソレノイドバルブ51の駆動に必要な目標電流(ICMDr)を設定し(ステップL1)、この目標電流(ICMDr)で第1リニアソレノイドバルブ51を駆動する(ステップL2)。これにより、図52および図53から分かるように、高圧側油路の油圧( $P_h$ )に対応した必要最低限のライン圧PLを設定することができ、燃費向上を図れる。

\*これは、式(2)から求められるが、図49で示すような関係である。そして、ポンプ吐出量 $Q_p (= V_p \times N_p)$ を算出する(ステップK2)。なお、 $N_p$ はポンプ回転数であり、これはエンジン回転数 $N_e$ とタイヤ回転数 $N_v$ とを検出して、式(3)から求められる。

【0131】

$$V_p = S \times PD \times \tan \alpha \times N \quad \dots (2)$$

但し、 $S$ : 各シリンダのボア部面積

$PD$ : シリンダピッチ円径

10  $N$ : シリンダ本数

【0132】

【数3】

※【0136】

【発明の効果】以上説明したように、本発明によれば、シフト位置が走行位置(前進もしくは後進位置)であることが検出され、車両の停止状態(車速が所定低車速以下となる状態)が検出され、ブレーキ作動状態であることが検出されたときに、すなわち、クリープ走行状態でブレーキが作動されたときには、リリーフバルブ手段により油圧閉回路におけるポンプ吐出側油路の油圧が低圧にされ、車輪側への伝達トルクが小さく(例えば、ほぼ零)となるので、ポンプ斜板角を零にしなくても、クリープトルクを低下させることができ、且つ、エンジン燃費が向上し、アイドル回転による振動の向上が抑えられ、油圧騒音が低下する。ここで、ポンプ斜板角の制御応答性は比較的遅いが、リリーフバルブの設定リリーフ圧の変更の応答性は速いため、ブレーキの作動、解除とほぼ同時にリリーフ圧設定を変更することができるため、上記のような制御を違和感なく、且つ遅れなく行うことができる。

【0137】なお、クリープ走行状態でブレーキが作動されたときに、リリーフバルブ手段は、油圧閉回路において、油圧ポンプの吐出側の油路内の油圧を所定低油圧に調圧し、油圧ポンプの吸入側の油路内の油圧は所定低油圧より高い油圧となるように調圧するのが好ましい。これは、クリープ走行状態でブレーキが作動されたときには、車輪は静止保持状態にあるので、エンジン回転(通常は、アイドル回転)を受けて油圧ポンプが駆動され、油圧ポンプの吐出油を受けて油圧モータが回転駆動される状態となるため、油圧ポンプからの吐出側の油路内の油圧を低下させるだけで十分だからである。また、例えば、前進レンジで急な下り坂をブレーキを作動させながら走行するような場合に、減速側の油路のリリーフ油圧は高いため十分なエンジンブレーキ力を得ることができるという利点がある。

【0138】なお、クリープ走行状態でブレーキが解放された状態であるときには、リリーフバルブ手段は、油圧閉回路における油圧ポンプの吐出側油路の油圧を、所定低油圧より高い油圧として、所定のクリープトルクが



得られるように構成するのが好ましい。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明に係る車両用油圧式無段変速機の構成を示す概略図である。

【図2】この油圧式無段変速機におけるポンプおよびモータの斜板角度と総合速度比との関係を表すグラフである。

【図3】この油圧式無段変速機における油圧閉回路およびその制御油圧回路系の構成を示す油圧回路図である。

【図4】上記制御油圧回路系に用いられるレギュレータバルブの構成を示す概略断面図である。

【図5】上記制御油圧回路系に用いられるモジュレータバルブの構成を示す概略断面図である。

【図6】第1リニアソレノイドバルブにおける制御電流(I)と制御圧(Pc)との関係を示すグラフである。

【図7】レギュレータバルブにおける制御圧(P)とライン圧(PL)との関係を示すグラフである。

【図8】上記制御油圧回路系に用いられるシャトルバルブの構成を示す概略断面図である。

【図9】上記制御油圧回路系に用いられる高圧リリーフバルブの構成を示す概略断面図である。

【図10】この高圧リリーフバルブによる高圧リリーフ圧(PH)と第2及び第3リニアソレノイドバルブの制御電流(I)との関係を示すグラフである。

【図11】油圧ポンプのバルブ板のバルブプレート面形状および可変ノッチバルブ配設構成を示す概略図である。

【図12】可変ノッチバルブの構成を示す概略断面図である。

【図13】ポンプ及びモータの斜板の揺動角制御系を示す油圧回路図である。

【図14】本発明に係る無段変速機の作動制御装置の構成を示す概略図である。

【図15】この制御装置による制御内容を示すメインフローチャートである。

【図16】車速およびエンジンスロットル開度(アクセル開度)と目標エンジン回転数との関係を表すグラフである。

【図17】メインフローにおける制御方法判断内容を示すサブフローチャートである。

【図18】メインフローにおける角度制御内容を示すサブフローチャートである。

【図19】メインフローにおける角度制御内容を示すサブフローチャートである。

【図20】メインフローにおける角度制御内容を示すサブフローチャートである。

【図21】運転席に設けられるクリープレバーとEXCスイッチを示す側面図である。

【図22】クリープレバー操作量とポンプ斜板目標偏差との関係を表すグラフである。

【図23】ポンプ及びモータ斜板角初期値を示す表図である。

【図24】目標斜板角算出内容(ステップD12)を示すサブフローチャートである。

【図25】第4リニアソレノイドバルブに加えられるべき目標偏差電流値と角度偏差との関係を表すグラフである。

【図26】メインフローにおけるNe制御内容を示すサブフローチャートである。

【図27】油圧式無段変速機におけるポンプおよびモータの斜板角度と、総合速度比と、制御領域との関係を表すグラフである。

【図28】Ne制御サブフロー(図26)における制御領域判断内容を示すサブフローチャートである。

【図29】この制御領域判断サブフロー(図28)における各領域制御内容をそれぞれ示すサブフローチャートである。

【図30】Ne制御サブフロー(図26)において設定される変速速度ゲイン係数と車速との関係を表すグラフである。

【図31】Ne制御サブフロー(図26)におけるポンプ斜板制御内容を示すサブフローチャートである。

【図32】ポンプ用目標偏差電流と変速速度との関係を表すグラフである。

【図33】第4リニアソレノイドバルブに加えられる目標電流(ICMDp)と制御圧PCとの関係を表すグラフである。

【図34】Ne制御サブフロー(図26)におけるモータ斜板制御内容を示すサブフローチャートである。

【図35】モータ用目標偏差電流と変速速度との関係を表すグラフである。

【図36】第5リニアソレノイドバルブに加えられる目標電流(ICMDm)と制御圧MCとの関係を表すグラフである。

【図37】Ne制御サブフロー(図26)におけるロックアップ制御内容を示すサブフローチャートである。

【図38】ロックアップ用目標偏差電流と変速速度との関係を表すグラフである。

【図39】ロックアップ用目標電流とロックアップ制御圧LCとの関係を表すグラフである。

【図40】メインフローにおけるリリーフ制御内容を示すサブフローチャートである。

【図41】メインフローにおけるリリーフ制御内容を示すサブフローチャートである。

【図42】車両進行方向および加減速条件に対応する第1および第2油路内油圧の状態を示す表図である。

【図43】加速状態において用いられるポンプ斜板角度と高圧リリーフ圧との関係を表すグラフである。

【図44】減速状態において用いられる車速と目標高圧リリーフ圧との関係を表すグラフである。

【図45】特定条件の下で設定される目標高圧リリーフ圧を示す表図である。

【図46】目標高圧リリーフ圧とこれを得るために必要な第2および第2リニアソレノイドバルブの目標制御電流との関係を表すグラフである。

【図47】メインフローにおける可変ノッチ制御内容を示すサブフローチャートである。

【図48】ポンプ吐出量および発生高圧と可変ノッチバルブの開閉制御との関係を示す表図である。

【図49】ポンプ斜板角度とポンプ吐出容量との関係を表すグラフである。

【図50】本発明に係る無段変速機を用いた車両の動力伝達系を表すスケルトン図である。

【図51】メインフローにおけるレギュレータ制御内容を示すサブフローチャートである。

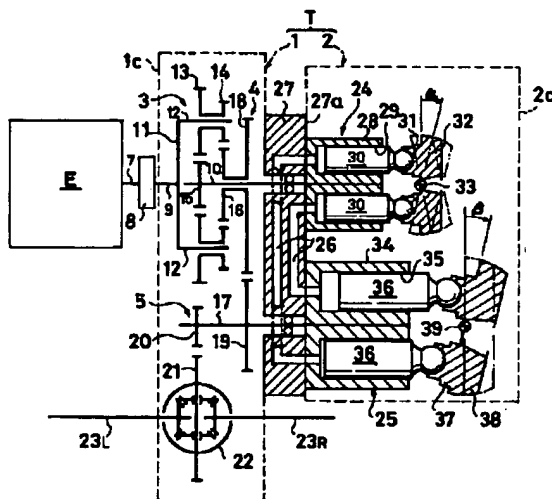
【図52】第1リニアソレノイドバルブの制御電流と高圧側油路の油圧との関係を示すグラフである。

【図53】第1リニアソレノイドバルブの制御電流とライン圧PLとの関係を示すグラフである。

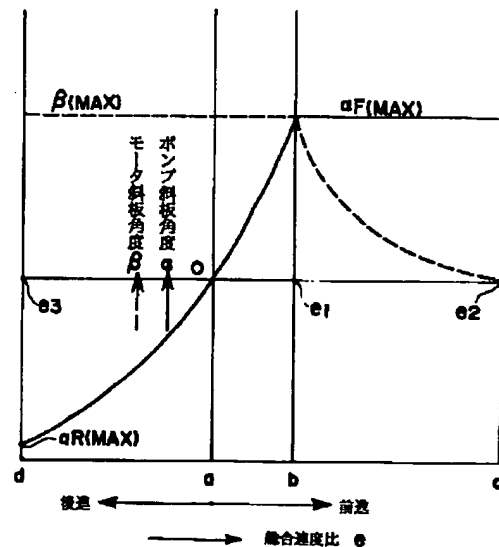
# 【符号の説明】

- 1 機械伝動ユニット
- 2 無段変速ユニット
- 3 動力分割装置
- 4 動力伝達装置
- 5 終減速装置
- 24 油圧ポンプ
- 25 油圧モータ
- 26 油圧閉回路
- 32 ポンプ斜板
- 38 モータ斜板
- 60 レギュレータバルブ
- 65 モジュレータバルブ
- 70 シャトルバルブ
- 75 高圧リリーフバルブ
- 80 可変ノッチバルブ
- 84 ポンプコントロールバルブ
- 87 モータコントロールバルブ
- 93 ロックアップブレーキ

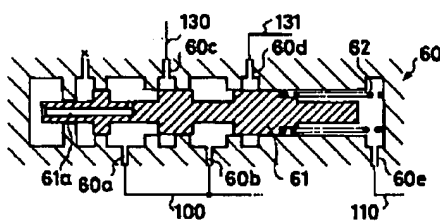
【図1】



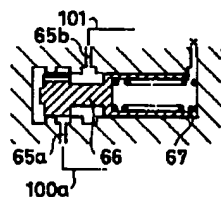
【図2】



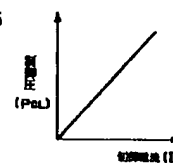
【図4】



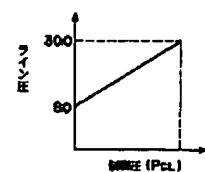
【図5】



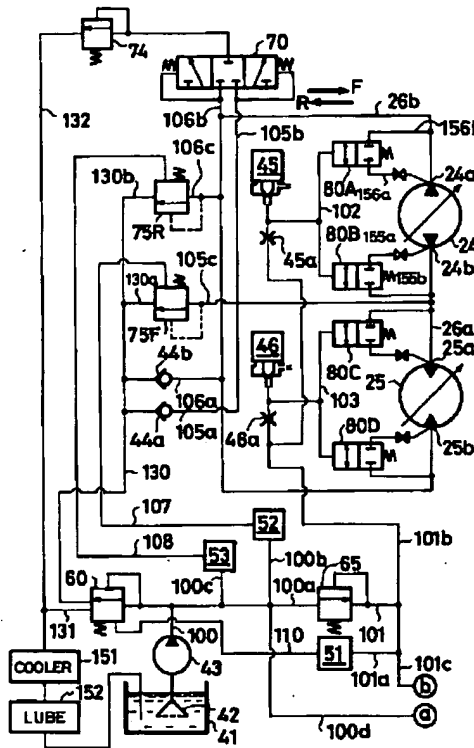
【図6】



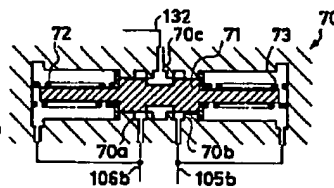
【図7】



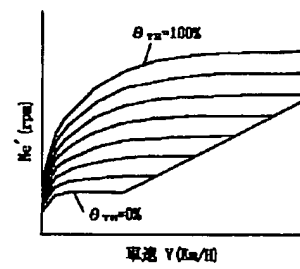
【図3】



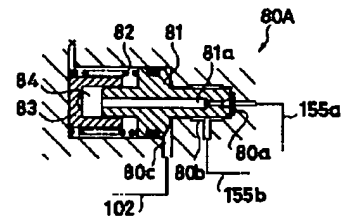
【図8】



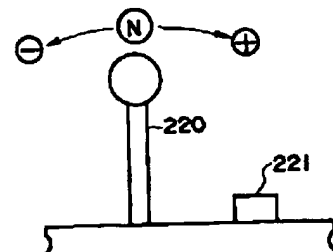
【図16】



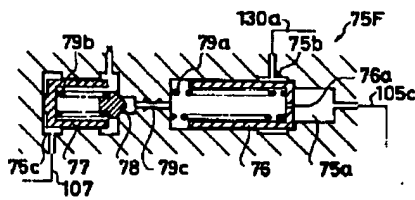
【図12】



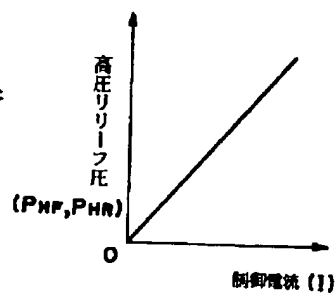
【図21】



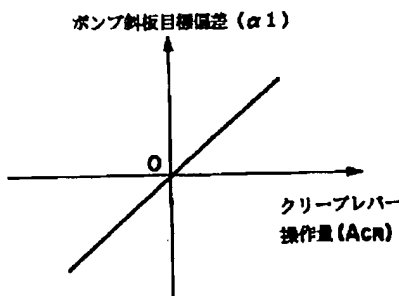
【図9】



【図10】



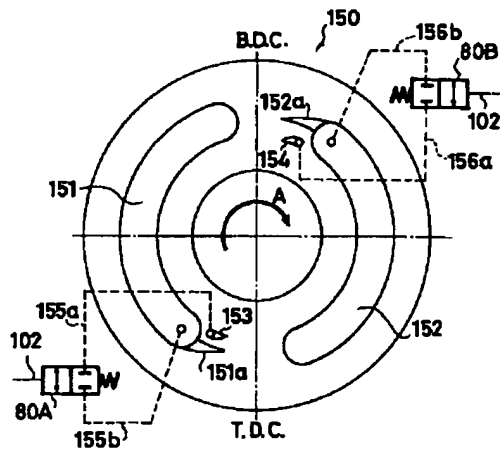
【図22】



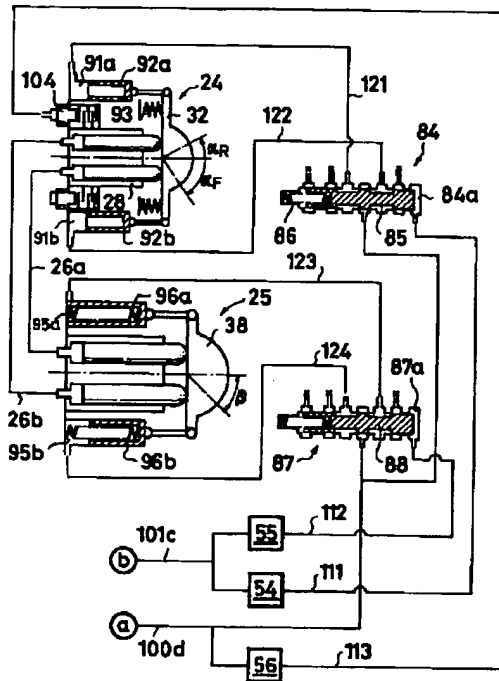
【図23】

	S. P			
	ブレーキ	N, P	R	D, L, S, M
所定車速以下 且つ $\theta_{TH} = 0$	OFF	$\alpha 0 = 0$ $\beta 0 = 0$	$\alpha 0 =$ 所定値1 $\beta 0 = \text{MAX.}$	$\alpha 0 =$ 所定値2 $\beta 0 = \text{MAX.}$
	ON		$\alpha 0 =$ 所定値0 $\beta 0 = \text{MAX.}$	$\alpha 0 =$ 所定値3 $\beta 0 = \text{MAX.}$
所定車速以上 または $\theta_{TH} \neq 0$	ON/OFF 関係なし		$\alpha 0 =$ 所定値4 $\beta 0 = \text{MAX.}$	$\alpha 0 =$ 所定値5 $\beta 0 = \text{MAX.}$

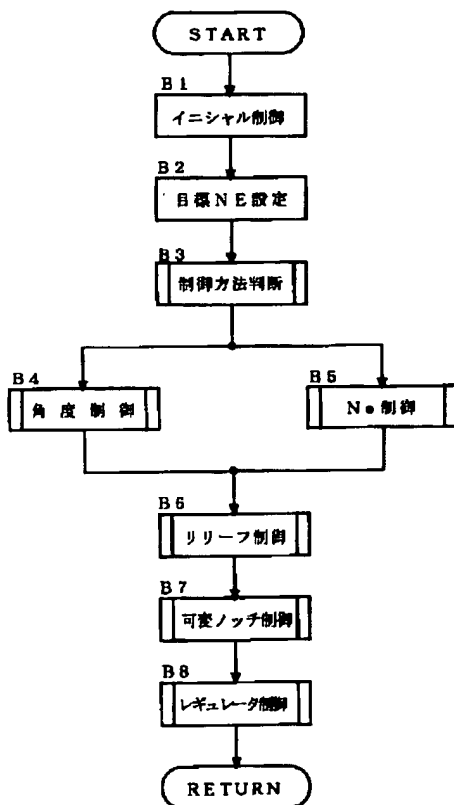
【図11】



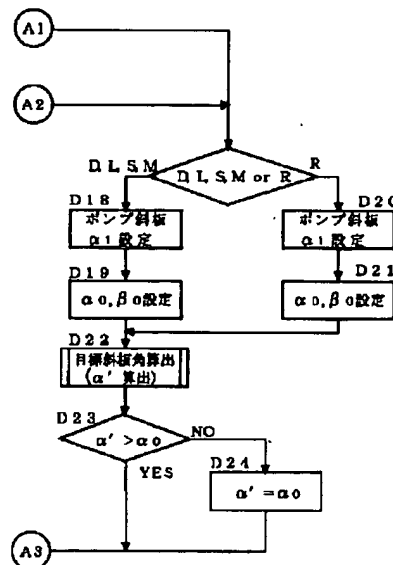
【図13】



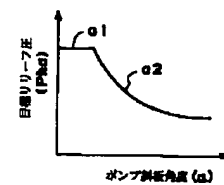
【図15】



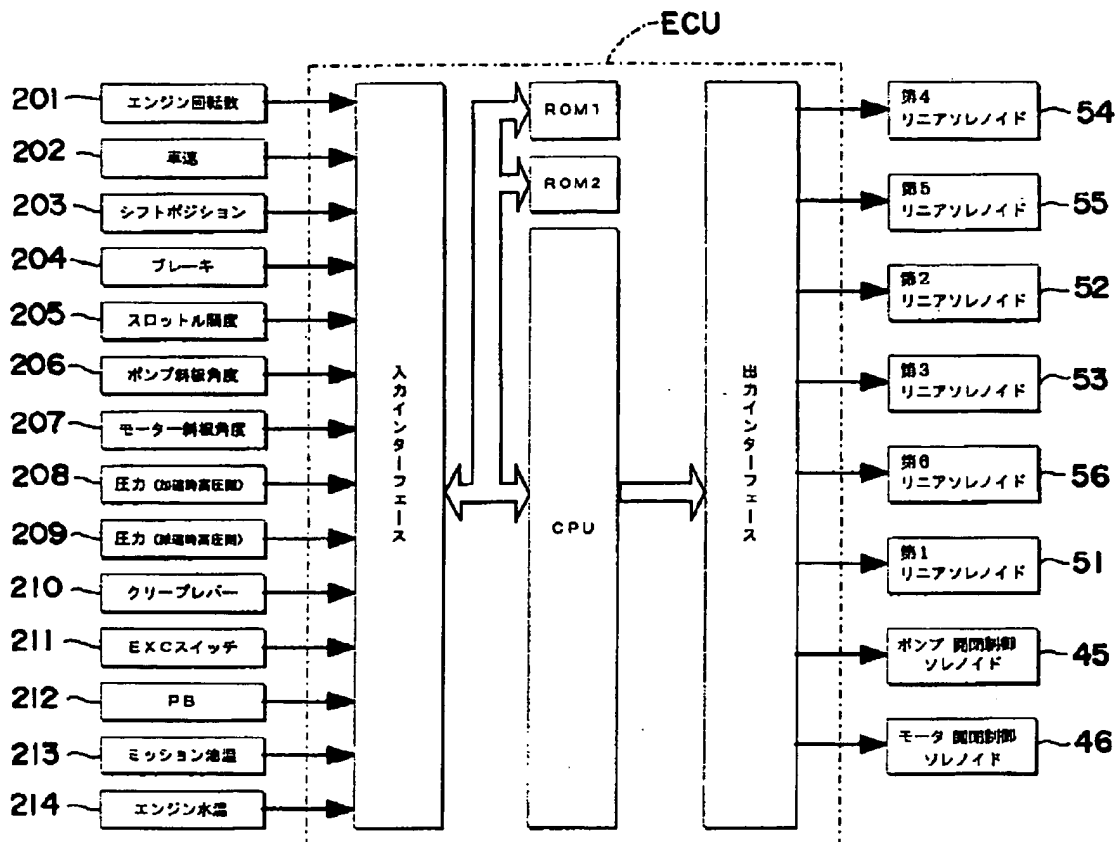
【図19】



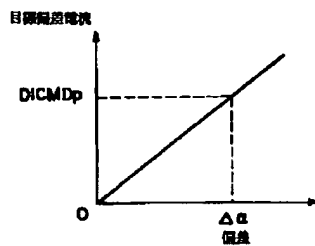
【図43】



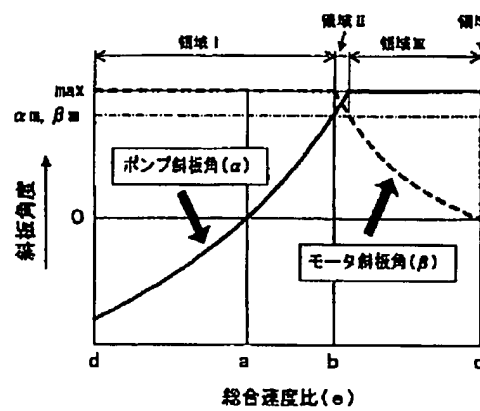
【図14】



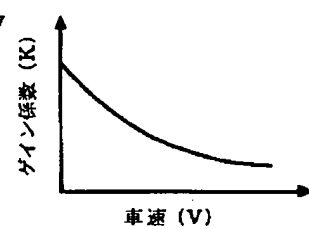
【図25】



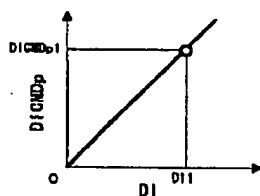
【図27】



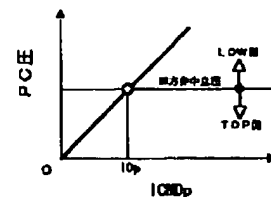
【図30】



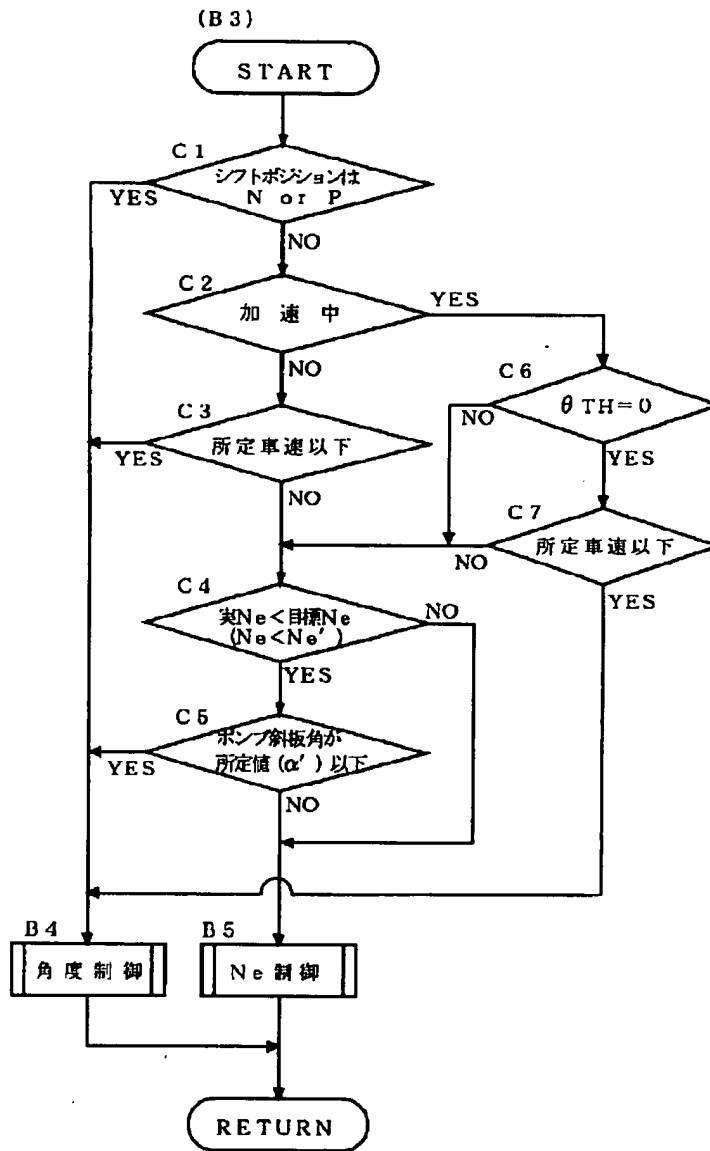
【図32】



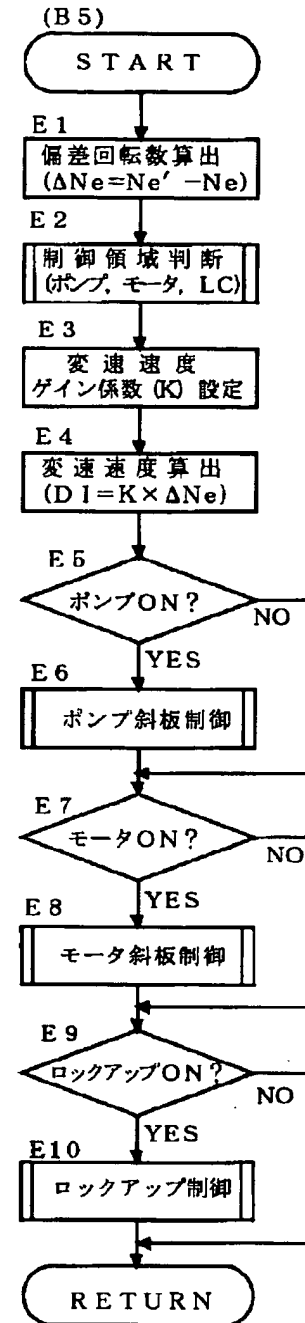
【図33】



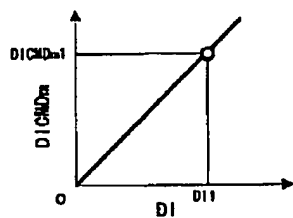
【図17】



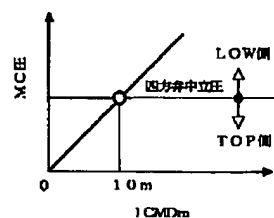
【図26】



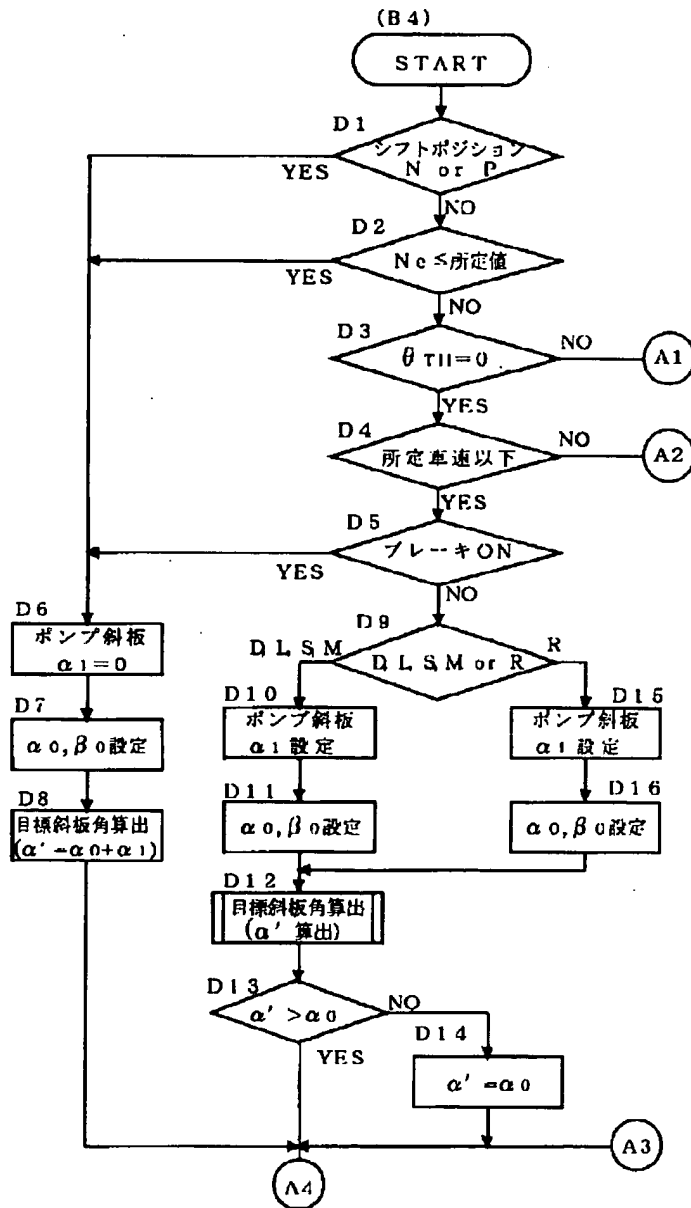
【図35】



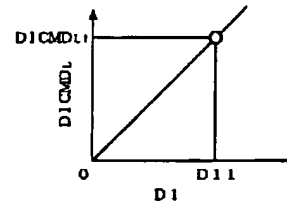
【図36】



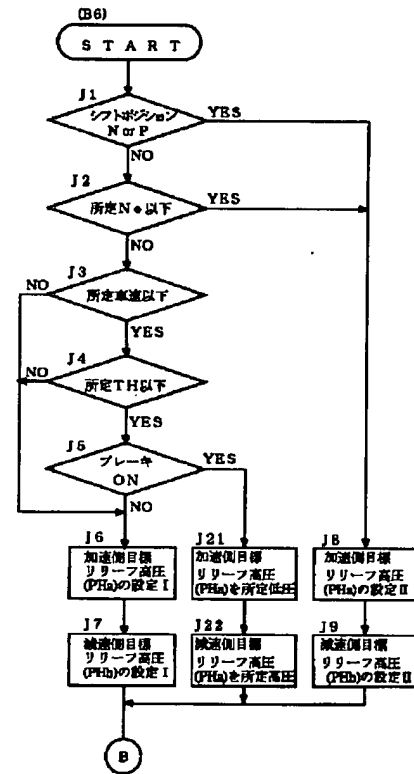
【図18】



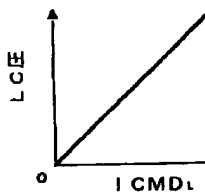
【図38】



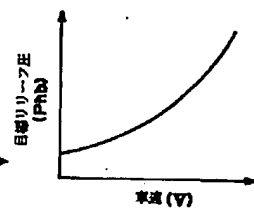
【図40】



【図39】



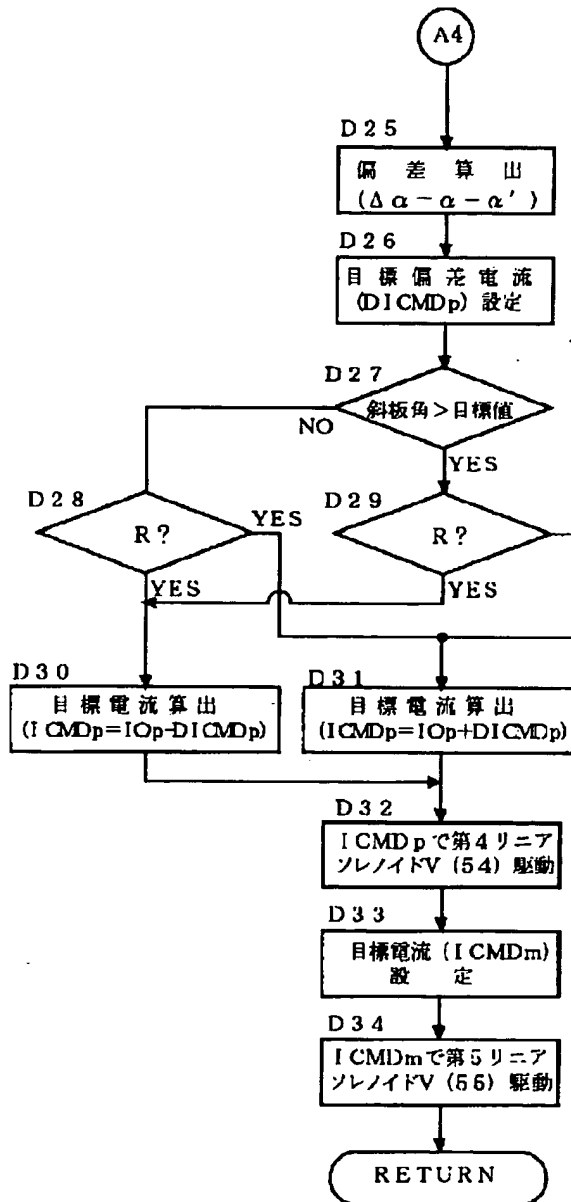
【図44】



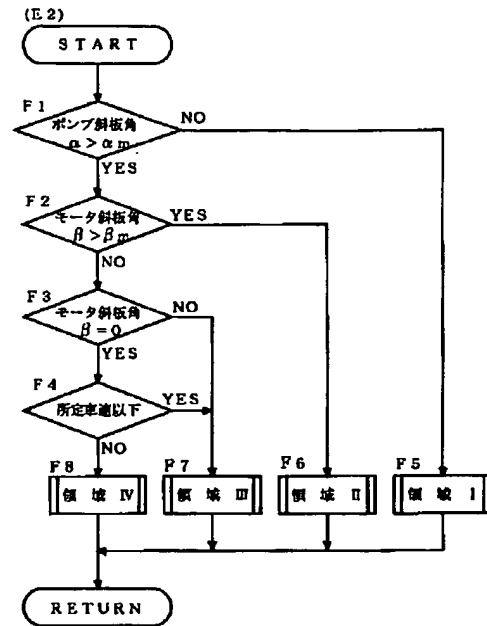
【図42】

進行方向	前進 (平組路)		後進 (平組路)	
加速減速	加速	減速	加速	減速
第1油路	高圧	低圧	低圧	高圧
第2油路	低圧	高圧	高圧	低圧

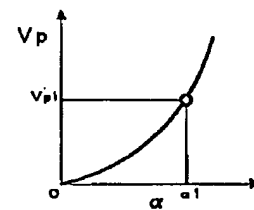
【図20】



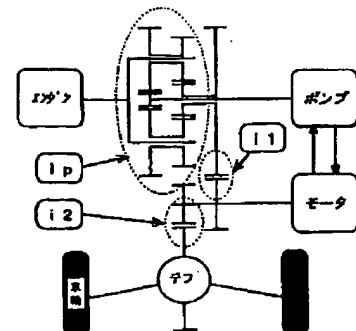
【図28】



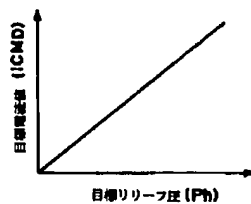
【図49】



【図50】



【図46】

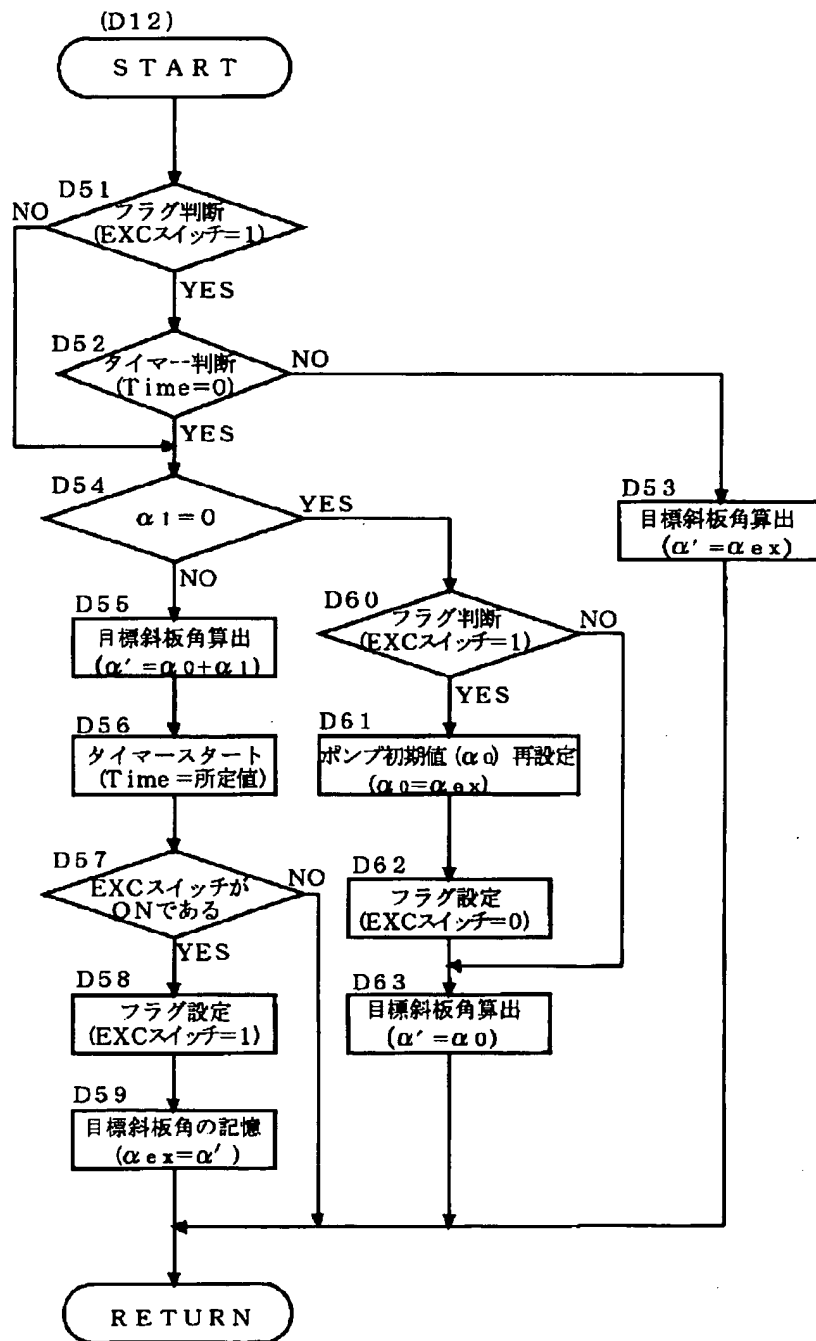


【図48】

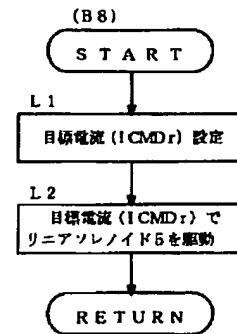
判断条件		判断結果	
ポンプ吐出量 $Qp > Qp0$	発生高圧 $Ph > Ph0$	副ノッチバルブ (減油路)	ソレノイド (SND)
YES	-	開	OFF
NO	NO	開	OFF
NO	YES	閉	ON



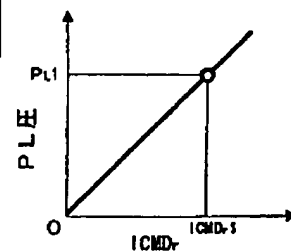
【図24】



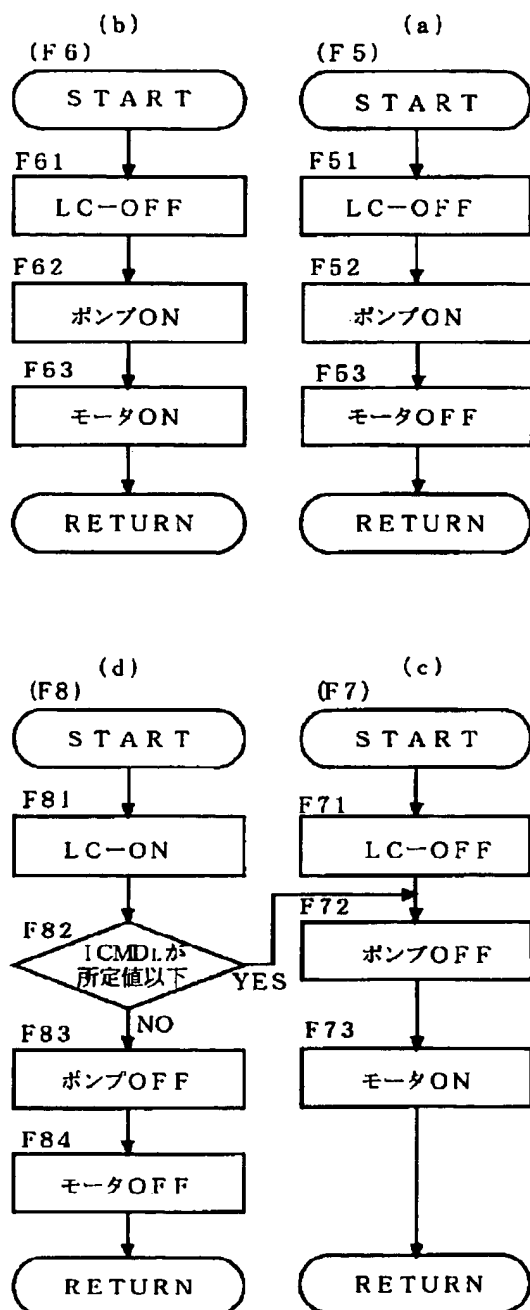
【図51】



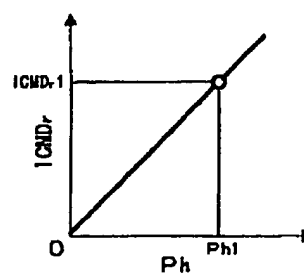
【図53】



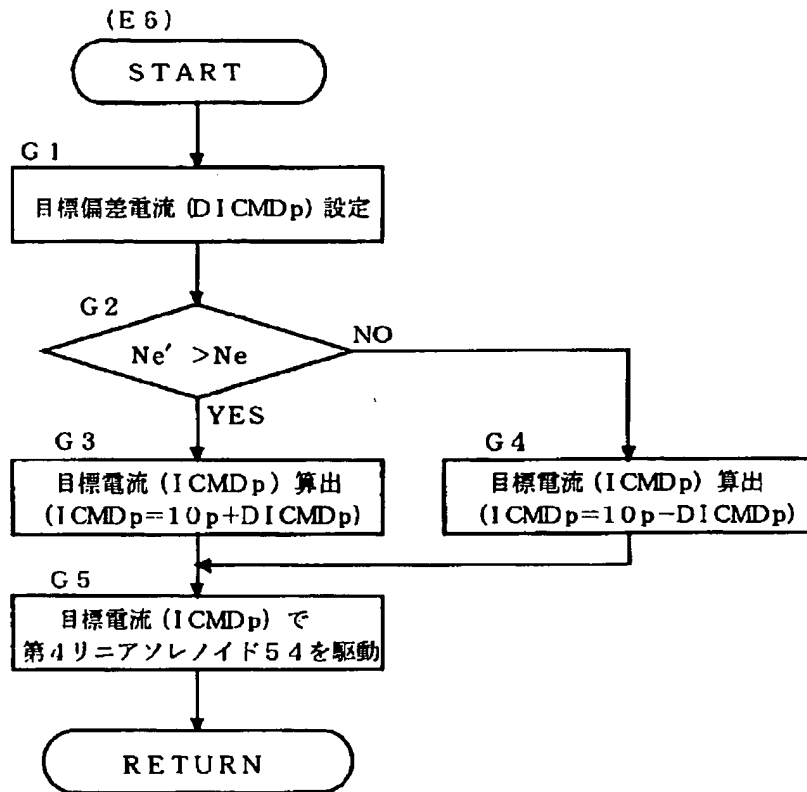
【図29】



【図52】



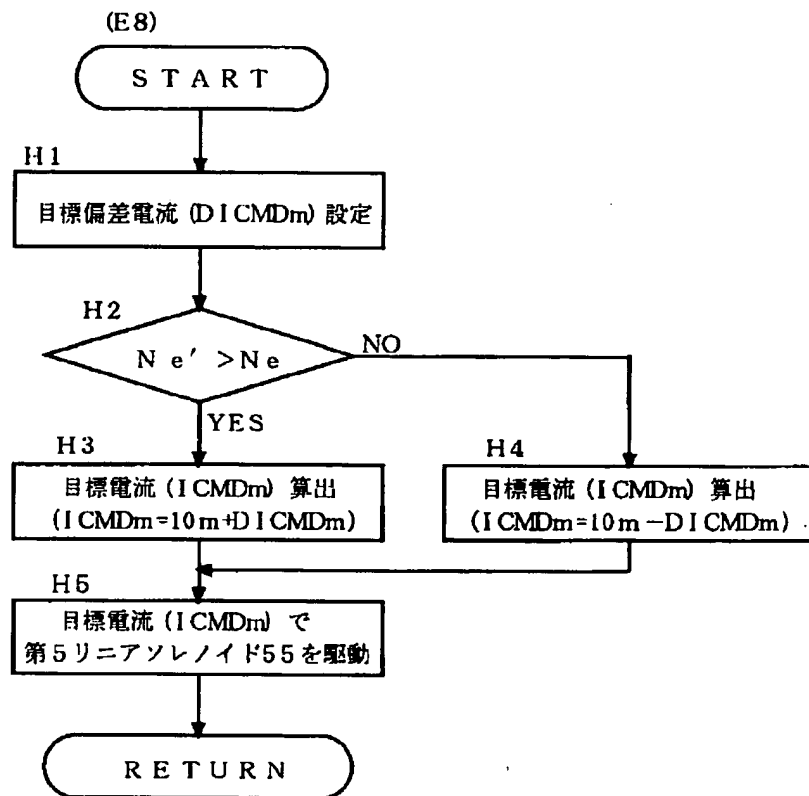
【図31】



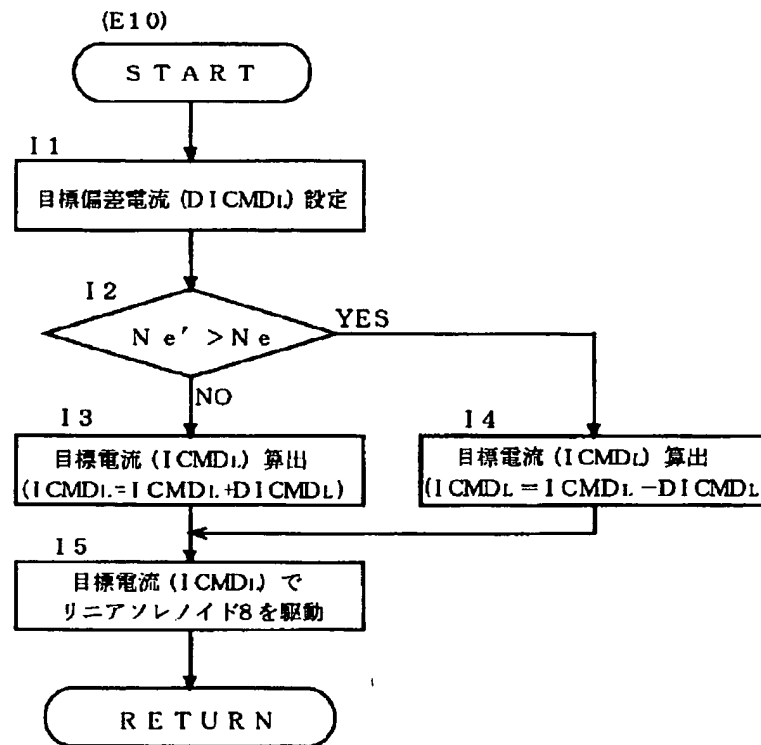
【図45】

NO.	判断要素		判断結果	
	シフトポジション N, P	アイドルNe 以下	加速側目標リリーフ 高圧 (PHa) の設定	減速側目標リリーフ 高圧 (PHb) の設定
①	YES	—	0	0
②	NO	YES	Neに応じて設定	Neに応じて設定

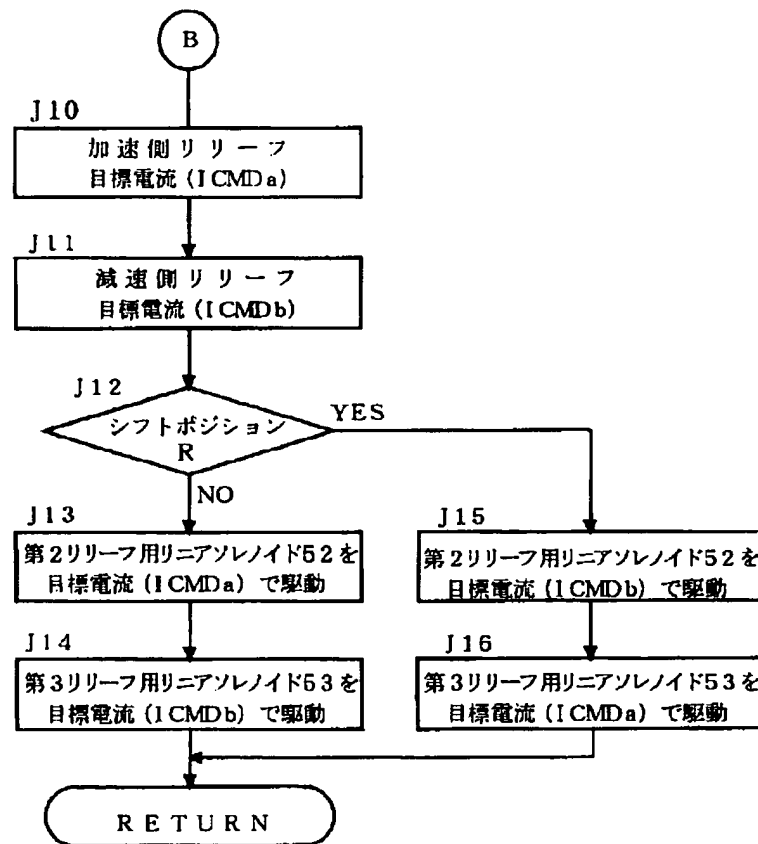
【図34】



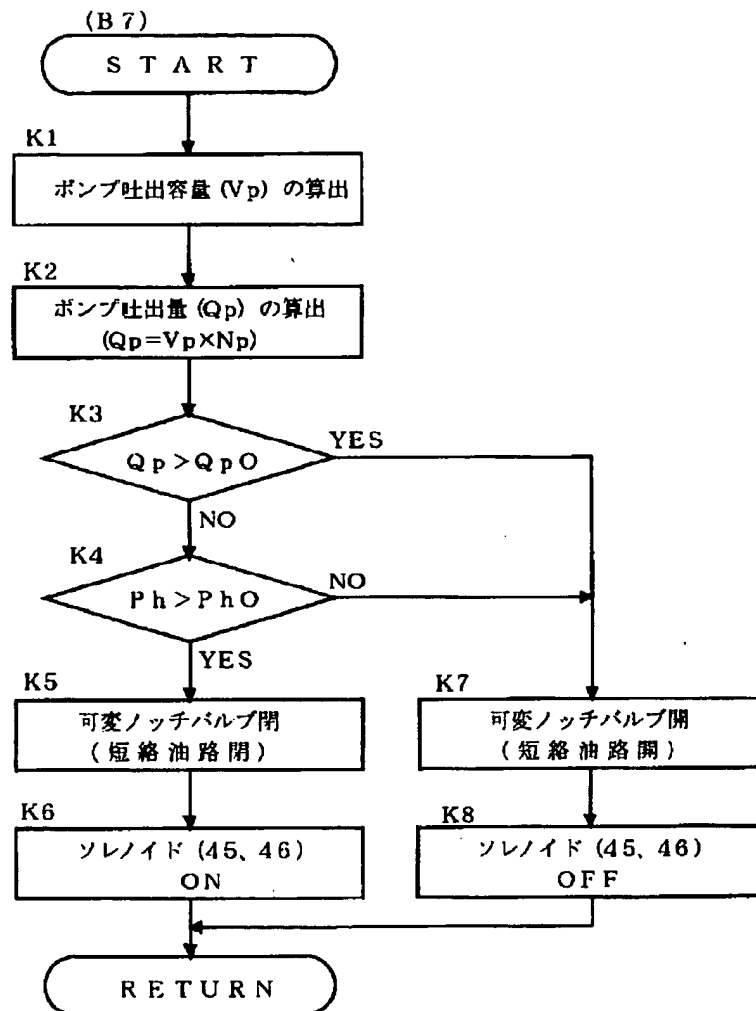
【図37】



【図41】



【図47】



PAT-NO: JP411166620A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 11166620 A

TITLE: HYDRAULIC TYPE CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION FOR  
VEHICLE

PUBN-DATE: June 22, 1999

INVENTOR-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
OKUDA, AKIHITO	N/A
MORIMOTO, SHIGERU	N/A
TERAYAMA, KOJI	N/A

INT-CL (IPC): F16H061/40

ABSTRACT:

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To set a pump swash plate angle at a specified angle when brake is applied, and restrain the occurrence of problems such as lowering of fuel economy and an increase in idle revolution, hydraulic noise and the like.

**SOLUTION:** A variable capacity type hydraulic pump 24 is connected with a hydraulic motor 25 by way of closed hydraulic circuits 26a and 26b, and a hydraulic type continuously variable transmission is formed out of relief valves 75F and 75R adjusting hydraulic pressure in the closed hydraulic circuits, a shift position sensor, a vehicle speed sensor, and of a brake sensor. When it is detected that a shift position is in a running position (forward or reverse moving position), that a vehicle is in a stop position, and that brake is in operation, the relief valves 75F and 75R adjust hydraulic pressure within the closed hydraulic circuits 25a and 25b so as to be set low as specified in such a way that torque driving driving wheels by the hydraulic motor 25 is almost zero.

COPYRIGHT: (C)1999,JPO

----- KWIC -----

Abstract Text - FPAR (1):

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To set a pump swash plate angle at a specified angle when brake is applied, and restrain the occurrence of problems such as lowering of fuel economy and an increase in idle revolution, hydraulic noise and the like.



Abstract Text - FPAR (2):

SOLUTION: A variable capacity type hydraulic pump 24 is connected with a hydraulic motor 25 by way of closed hydraulic circuits 26a and 26b, and a hydraulic type **continuously variable transmission** is formed out of relief valves 75F and 75R adjusting hydraulic pressure in the closed hydraulic circuits, a shift position sensor, a vehicle speed sensor, and of a brake sensor. When it is detected that a shift position is in a running position (forward or reverse moving position), that a vehicle is in a stop position, and that brake is in operation, the relief valves 75F and 75R adjust hydraulic pressure within the closed hydraulic circuits 25a and 25b so as to be set low as specified in such a way that torque driving driving wheels by the hydraulic motor 25 is almost zero.

Title of Patent Publication - TTL (1):

HYDRAULIC TYPE **CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION** FOR VEHICLE